

Hubert Umschaden

**Simulation eines Elektrofahrzeugs mit
zweistufigem Getriebe**

eingereicht als

DIPLOMARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA

UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCE

Fachbereich Maschinenbau

Wien, 2010

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Siegmund Ziller

Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Dr. Dragan Simic

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Bibliographische Beschreibung

Umschaden, Hubert:

Simulation eines Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe. - 2010.- 89 S.
Wien, Hochschule Mittweida, Fachbereich Maschinenbau, Diplomarbeit,
2010

Referat

Ziel der Diplomarbeit ist es, in der Simulation ein Kart mit einer elektrischen Maschine anzutreiben und die Kraftübertragung mit einem zweistufigen Getriebe als Zweigangausführung darzustellen, um die Unterschiede zu einem Kart mit einstufigem Getriebe aufzuzeigen.

Für die Auslegung der Komponenten des Elektrofahrzeugs wird ein Referenzmodell herangezogen, welches ein Kart mit Verbrennungsmotor ist. Um simulationsrelevante Daten zu erfassen, muss eine geeignete Teststrecke gewählt und das Referenzfahrzeug vermessen bzw. müssen Kennwerte aus der Literatur recherchiert werden. Werte zur Geschwindigkeit und zum Streckenprofil werden von einem GPS- Messgerät erfasst. Durch die so gewonnenen Kenngrößen kann ein Simulationsmodell erstellt und ein Fahrzyklus über das erfasste Streckenprofil simuliert werden. Für die Auswahl der elektrischen Komponenten werden die Werte des Referenzmodells herangezogen. Energiespeicher und elektrische Antriebsmaschine müssen ausgelegt und optimiert werden. Nach Festlegung der Komponenten wird das Simulationsmodell mit dem einstufigen Getriebe erstellt, der Fahrzyklus über das erfasste Streckenprofil simuliert und die Daten ausgewertet. Danach wird im Simulationsmodell das einstufige Getriebe durch ein zweistufiges Getriebe ersetzt und um eine Zweigangschaltung erweitert. Der Simulationsvorgang wird wiederholt und ausgewertet.

Zum Schluss erfolgt die Gegenüberstellung der Getriebekonzepte im Simulationsmodell und die Vor- und Nachteile werden beschrieben.

Abstract

This thesis deals with the simulation of different kart propulsion and gear transmission systems respectively to demonstrate different setups.

A real driving cycle was extracted from GPS data, mainly for its position and velocity. Based on this data, the individual components for the simulation model were chosen and adapted to meet the key data taken from the reference vehicle. The aim was to show the difference between the internal combustion engine and the electric machine with one- or two-gear transmission.

The energy storage system and the electric machine with similar performance as the internal combustion engine were integrated into the full vehicle simulation model. To compare the different approaches, adequate key data were selected, namely the acceleration time and the energy input. The three models, internal combustion engine, electric drive with one-gear and the electric drive with a two-gear transmission were compared according to the mentioned parameters.

It is shown, that by using an electric drive you considerably reduce the amount of needed energy. The acceleration time is also reduced and by using a two-gear transmission system the drive performance increases additionally.

Abkürzungsverzeichnis

PI- Regler	Proportional- Integral- Regler
P- Anteil	Proportional- Anteil
I- Anteil	Integral- Anteil
UDC	Urban Driving Cycle
EDT	Electric Drive Technologies
AIT	Austrian Institute of Technology
Abb.	Abbildung
MS- Kart	Milan Šimák- Kart
GPS	Global Positioning System
MatLab	Matrix Laboratory
z.B.	zum Beispiel
usw.	und so weiter
bzw.	beziehungsweise
3D	dreidimensional
SED	Smart Electric Drives
vgl.	vergleiche
1D	eindimensional
Gl.	Gleichung
d.h.	das heißt
NEDC	New European Driving Cycle
SOC	State of Charge

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung.....	1
2. Motivation und Vorgehensweise	3
2.1 Fahrzeugauswahl	4
2.1.1 Fahrzeugbeschreibung	5
2.1.2 Fahrzeugvermessung	6
2.2 Simulation.....	7
2.3 Modelica	8
2.4 Dymola	9
2.5 Auswahl der elektrischen Komponenten für die Simulation des Elektrofahrzeugs	10
3. Aufbau der Fahrzeugkomponenten in Modelica	12
3.1 Chassismodell	12
3.1.1 Ermittlung der Fahrwiderstände im Chassismodell.....	12
3.1.2 Gleichungen des Chassismodells in Modelica.....	15
3.1.3 Funktionalitätsuntersuchung des Chassismodells im Testmodell.....	16
3.1.4 Allgemeine Beschreibung eines PI-Reglers.....	18
3.1.4.1 Die Struktur des PI-Reglers	18
3.1.4.2 Verhalten des P-Anteils in einer Regelung	20
3.1.4.3 Verhalten des I-Anteils in einer Regelung.....	20
3.1.4.4 PI- Regler im Regelkreis.....	21
3.2 Reifenmodell.....	23
3.2.1 Beschreibung des Radmodells	24
3.2.2 Aufstellen der Bewegungsgleichung im Radmodell	24
3.2.3 Gleichungen des Reifenmodells in Modelica	25
3.2.4 Funktionalitätsuntersuchung des Reifenmodells im Testmodell.....	26
3.3 Bremsenmodell.....	27
3.3.1 Beschreibung der auftretenden Momente.....	27
3.3.2 Aufstellen der Bewegungsgleichung im Modell.....	28
3.3.3 Gleichungen des Bremsmodells in Modelica	29

3.3.4 Funktionalitätsuntersuchung des Bremsmodells im Testmodell.....	29
3.4 Kupplung	31
3.4.1 Beschreibung einer Reibkupplung	31
3.4.2 Aufstellen der Bewegungsgleichung im Modell.....	32
3.4.3 Gleichungen des Kupplungsmodells in Modelica.....	34
3.4.4 Funktionsuntersuchung des Kupplungsmodells im Testmodell.....	34
3.5 Fahrermodell	36
3.5.1 PI- Regler mit Anti- wind- up	37
3.5.1.1 Allgemeine Beschränkung der Stellgröße	37
3.5.1.2 Anti- wind- up	38
3.6 Zyklusmodell.....	40
3.6.1 Auswahl der Fahrzyklen.....	41
3.6.2 Messstreckenzyklus.....	41
3.6.3 Volllastbeschleunigungszyklus	42
3.6.4 UDC (Urban Driving Cycle)	42
3.7 Einstufiges Getriebe	44
3.7.1 Allgemeine Beschreibung und Darstellung eines einstufigen Stirnradgetriebes.....	44
3.7.2 Gleichungen des einstufigen Getriebes in Modelica	45
3.8 Kettenmodell.....	46
3.8.1 Gleichungen des Kettenmodells in Modelica	46
3.9 Verbrennungskraftmaschine (VKM).....	47
3.9.1 Darstellung des Motorkennfeldes für den Typ GX 200	49
3.9.2 Beschreibung Geschwindigkeitsregler (speedController)	50
3.10 Zweistufiges Getriebe	51
3.10.1 Gleichungen des zweistufigen Getriebe in Modelica.....	52
3.11 Elektrische Maschine.....	53
3.12 Batteriemodell.....	54
3.13 Strategiemodell.....	55
4. Simulation des Referenzfahrzeugs	56
4.1 Beschreibung des Referenzfahrzeugs in Modelica.....	56

4.2	Parametrisierung der Komponenten des Referenzfahrzeugs	57
4.3	Darstellung der Simulationsergebnisse des Referenzmodells	60
5.	Simulation des Fahrzeugs mit Elektroantrieb	62
5.1	Beschreibung des Fahrzeugmodells mit Elektroantrieb in Modelica	62
5.2	Parametrisierung der Komponenten des Elektrofahrzeugs	64
5.3	Darstellung der Simulationsergebnisse des Elektrofahrzeugs mit einstufigem Getriebe	66
5.4	Darstellung der Simulationsergebnisse des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe	67
6.	Diskussion der Simulationsergebnisse	69
6.1	Vergleich des Energieaufwands und der Fahrzeugperformance	69
6.2	Variation der Übersetzungsverhältnisse im zweistufigen Getriebe	70
7.	Zusammenfassung	73
8.	Verzeichnisse	75
8.1	Abbildungsverzeichnis	75
8.2	Tabellenverzeichnis	77
8.3	Literaturverzeichnis	78

Danksagung

Während der Zeit des Studiums und der Erarbeitung der vorliegenden Diplomarbeit haben mich viele Personen begleitet und unterstützt. Dafür möchte ich mich an dieser Stelle ganz herzlich bedanken.

Mein Dank gilt in erster Linie meinem Diplomarbeitsbetreuer Prof. Dr.- Ing. Siegmund Ziller, dem Leiter des Geschäftsfeldes Electric Drive Technologies Dipl.-Ing. Helmut Oberguggenberger und dem Leiter des Departments Mobility Dipl.-Ing. Franz Pirker, MSc, die mir diese Diplomarbeit ermöglicht haben.

Besonderer Dank gebührt hierbei meinem Betreuer im beruflichen Umfeld, Dipl.-Ing. Dr. Dragan Simic, der trotz hoher Terminauslastung immer die nötige Zeit fand, um mir in allen Belangen die notwendige Betreuung zukommen zu lassen.

Ganz speziell bedanke ich mich bei meinem Kollegen und Freund Dipl.-Ing. Hansjörg Kapeller, der mich durch jede Phase meines Studiums und der Diplomarbeit begleitete und mich immer wieder aufs Neue motivierte und unterstützend zur Seite stand.

Bedanken möchte ich mich auch beim Mechaniker Team der „Daytona Kartsporthalle“ für die Unterstützung und bei meinem Arbeitskollegen Dipl.-Ing. Oliver Winter für das Durchlesen der Diplomarbeit.

Schließlich gilt mein aufrichtiger Dank meiner Familie, insbesondere meinen Eltern Hubert und Elfriede Umschaden für ihren uneingeschränkten Rückhalt und meiner Schwester Mag. Evelyn Umschaden, die mich schon während der Zeit meines Studiums in jeglicher Hinsicht unterstützte.

1. Einleitung

Schlagwörter, wie elektrische Antriebe und elektrische Mobilität haben in letzter Zeit immer mehr an Bedeutung gewonnen und werden über Medien immer öfter publik gemacht. Auch in der Automobilindustrie ist das Interesse an elektrischen Antrieben und Speichertechnologien in den letzten Jahren stark angestiegen. Die Reduktion des Treibstoffs sowie von Feinstaub, Lärm und Emissionen gehören zur Zielsetzung in der Automobilindustrie und nehmen dementsprechend in der Fahrzeugentwicklung einen wichtigen Stellenwert ein.

Durch die Urbanisierung werden sich die Emissionsprobleme vor allem in den Ballungsräumen verschärfen, da bereits ein Großteil der Erdbevölkerung in Städten lebt. Führt man sich diese Dimensionen vor Augen, erscheint es ungewiss, ob optimierter Verbrauch und reduzierte Emissionen beim herkömmlichen Verbrennungsmotor ausreichende Mittel darstellen.

Eine herkömmlicher Verbrennungskraftmaschine hat üblicherweise einen Wirkungsgrad von ca. 25-35%, das heißt es werden nur 25-35% der aufgewandten Energie in Fahrleistung umgewandelt. Durch heutige Technologien erzielen elektrische Antriebsmotoren mit der entsprechenden Leistungselektronik einen Wirkungsgrad von bis zu 90%. Von der eingesetzten Energie kommt also deutlich mehr am Rad an als bei konventionellen Antrieben [1].

Vorteile der elektrischen Antriebe:

- emissionsarm (keinerlei Schadstoffausstoß)
- kein Feinstaub
- geräuscharmer Antrieb - nur geringe Lärmbelastung
- hoher Wirkungsgrad
- keine Abhängigkeit von Erdöl

Die Abteilung Electric Drive Technologies (EDT) aus dem Department Mobility des Austrian Institute of Technology (AIT) beschäftigt sich mit

elektrischer Mobilität, elektrischen Fahrzeugkonzepten sowie Energiespeicher und bietet eine umfassende Entwicklungsumgebung für elektrische Antriebe und alternative Fahrzeugkonzepte. Diese beinhaltet die Bildung von Modellen und Simulation von Gesamtfahrzeugen, wie auch den einzelnen mechanischen und elektrischen Komponenten im Fahrzeug. Außerdem umfasst die Entwicklungsumgebung die Berechnung, Konstruktion und Design elektrischer Maschinen und Leistungselektronik bis hin zur Programmierung von intelligenten Regelstrategien, Prototypenbau und Verifikation am Prüfstand. Dieser Entwicklungsprozess der einzelnen Leistungsspektren wird in ein Gesamtfahrzeugkonzept eingearbeitet.

2. Motivation und Vorgehensweise

Die Forderung nach geringem (*low emission*) bzw. keinem (*zero emission*) Treibstoffverbrauch hat das Interesse an hybriden und elektrischen Antriebskonzepten in der Automobilindustrie in den letzten Jahren enorm ansteigen lassen. Neueste Entwicklungen dieser Antriebskonzepte mit optimalen Betriebsstrategien sowie neuesten elektrischen Speichertechnologien gewährleisten eine Steigerung der Leistung und Zuverlässigkeit in zukünftigen Kraftfahrzeugen.

Zentrales Augenmerk wird im Leistungsportfolio des Geschäftsfeldes EDT auf die Entwicklung elektrischer Antriebe und alternativer Fahrzeuge gelegt.

Deshalb erhob sich im Zuge diverser Projektaktivitäten die Frage, welche (umfassenden) Auswirkungen beim Einsatz eines zweistufigen Getriebes, mit Zweigangschaltung im Antriebsstrang in einem elektrisch angetriebenen Fahrzeug zu erwarten sind.

Die Frage sollte ökonomisch mit Hilfe einer Simulationsstudie beantwortet werden und umfasst im Wesentlichen drei Punkte:

- Abschätzung des Energieaufwands im Vergleich zu einem Fahrzeug mit einstufigem Getriebe sowie im Vergleich zu einem Referenzfahrzeug mit konventionellem Antrieb
- Unterschiede im Beschleunigungsverhalten der einzelnen Varianten
- Einfluss des Übersetzungsverhältnisses und des maximalen Drehmoments auf den Energieaufwand

Um diese Punkte zu klären, muss im Rahmen einer Simulationsstudie ein Referenzfahrzeug modelliert werden, welches die einzelnen Komponenten des Referenzfahrzeugs beinhaltet. Die Komponenten müssen unter Berücksichtigung ihrer physikalischen Eigenschaften erstellt werden. Mit Hilfe des Referenzmodells können die Spezifikationen sowie die realen Daten der einzelnen Komponenten für die weiteren Simulationsmodelle (elektrischer Antrieb und unterschiedliche Getriebevarianten) berücksichtigt werden.

Geeignete Testmodelle sollen die Funktion der einzelnen Modelle der Fahrzeugkomponenten belegen und eine korrekte Simulation des Gesamtfahrzeugs ermöglichen.

2.1 Fahrzeugauswahl

Als zweckmäßiges Referenzfahrzeug für die Simulationsstudie fiel die Auswahl auf ein Kart. Die Vorteile bei der Wahl eines solchen Fahrzeugs liegen in der übersichtlichen Anordnung der Fahrzeugkomponenten und der ökonomischen (weil einfachen) Zugänglichkeit zum Fahrzeug in Bezug auf Eigenschaften der Fahrzeugkomponenten sowie Erfassung von Geschwindigkeitsprofilen auf einer Teststrecke.



Abb. 1: Referenzfahrzeug für die Simulationsstudie

Ein adäquates Kart (siehe Abb. 1) wurde von der „Daytona Kartsporthalle“ [2] zur Verfügung gestellt und in Kooperation mit dem Mechaniker- Team konnten die erforderlichen Spezifikationen und Daten des Fahrzeugs erfasst werden. Darüber hinaus wurde durch die Zusammenarbeit die Nutzung einer Freiluftteststrecke für die Vermessung des Referenzfahrzeugs ermöglicht.

2.1.1 Fahrzeugbeschreibung

Das Kart wird mit einer Verbrennungskraftmaschine angetrieben und die Kraftübertragung erfolgt über eine Kette auf die Hinterachse des Fahrzeugs. Der Kraftschluss mit der Motorwelle erfolgt über eine Fliehkraft-Reibkupplung, die über ein einstufiges Getriebe das Motordrehmoment überträgt. Als Fahrzeugrahmen wird ein in der Branche üblicher Rahmen der Firma MS- Kart [3] verwendet; der Motor sitzt hinten mittig positioniert.

Am Fahrzeug werden für die Vorder- und Hinterachse unterschiedliche Reifendimensionen verwendet:

Dimension Hinterreifen: 4.1/11.0 – 5

Dimension Vorderreifen: 4.5/10.0 – 5

Aus den beschriebenen Dimensionen ergibt sich für den Hinterreifen ein Durchmesser von 276 mm und eine Reifenbreite von 190 mm. Für die Dimension des Vorderreifens ergeben sich ein Durchmesser von 264 mm und eine Breite von 140 mm. Zur Verbesserung des Fahrverhaltens haben die Vorder- und Hinterachse unterschiedliche Reifenabstände. Der Abstand der Hinterreifen beträgt 800 mm und der Abstand der Vorderreifen beträgt 750 mm. Die Abstände sind auf die Reifenmitte bezogen.

Motorbeschreibung:

Als Antrieb dient ein Motor des Typs „GX 200“ von Honda, den der Hersteller ursprünglich für den Antrieb von Rasenmähern konzipiert hat, aber einen breiteren Einsatz im Amateursport findet. Die Motorspezifikationen sind in der nachstehenden Tabelle 1 angeführt.

Modell GX 200	
Motortyp	Luftgekühlter 1-Zylinder 4-Takt OHV Benzinmotor, um 25° geneigter Zylinder, horizontale Kurbelwelle
Bohrung x Hub	68 x 54 mm
Hubraum	196 cm ³
Verdichtung	8.5 : 1
Netto-Leistung	4.1 kW (5.5 HP) / 3 600 min ⁻¹
Max. Dauerleistung	3.3 kW (4.4 HP) / 3 000 min ⁻¹ 3.7 kW (5.0 HP) / 3 600 min ⁻¹
Max. Netto-Drehmoment	12.4 Nm / 1.26 kgfm / 2 500 min ⁻¹
Zündsystem	Elektronische Zündung
Starter	Reversierstarter (Elektrostart Sonderausstattung)
Tankinhalt	3.1 Liter
Benzinverbrauch bei Dauerleistung	1.7 L/hr - 3 600 min ⁻¹
Motorölkapazität	0.6 Liter
Maße (L x B x H)	313 x 376 x 346 mm
Trockengewicht	16 kg

Tabelle 1: Motorspezifikationen [4]

2.1.2 Fahrzeugvermessung

Für die Umsetzung der Simulationsstudie wird ein Geschwindigkeitsprofil auf einer Messstrecke (Teststrecke) definiert, um gewonnene Simulationsergebnisse darauf referenzieren zu können. Dies macht eine umfassende Vermessung des Fahrzeugs erforderlich, wobei ein geeigneter Messstreckenzyklus abgedeckt werden muss.

Die Erfassung des Geschwindigkeitsprofils der Messstrecke soll mit Hilfe eines GPS- Systems erfolgen. Um die Funktion des GPS- Systems zu gewährleisten, empfehlen sich Teststrecken im Freien. Die Zusammenarbeit mit dem Mechaniker- Team der Daytona Kartsporthalle ermöglichte auch die Benützung einer Freiluftstrecke.

Die GPS- Daten wurden mittels MatLab gefiltert und ausgewertet. Das durch die Messung erhaltene Geschwindigkeitsprofil (v_M) wird in Abb. 2 dargestellt. Die Auswertung der Daten zeigte, dass diese mit Messfehlern behaftet sind.

Die Messfehler werden in Abb 2 durch die auffallend hohen Geschwindigkeitsspitzen am Anfang und am Ende des Geschwindigkeitsprofils (v_M) verdeutlicht.

Um die Messfehler für den Fahrzyklus in der Simulation zu kompensieren, wird das Geschwindigkeitsprofil zuvor geglättet (mittels MatLab: dabei werden signifikant hohe Spitzen (Messfehler) aus dem Geschwindigkeitsprofil entfernt und der stetige Verlauf des Graphen durch Interpolation erreicht).

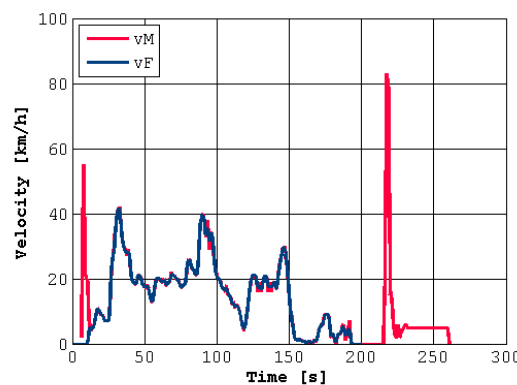


Abb. 2: Vergleich v_M mit v_F über Zeit

Das durch die Vorverarbeitung angepasste Geschwindigkeitsprofil (v_F) wird in Abb. 2 mit dem tatsächlich gemessenen Geschwindigkeitsprofil (v_M) verglichen und in weiterer Folge als Messstreckenzyklus in der Zykluskomponente für die Simulation verwendet.

2.2 Simulation

In der vorliegenden Diplomarbeit wird eine Gesamtfahrzeugsimulation erstellt. Üblicherweise wird die Modellbildung in der Abteilung EDT mit Unterstützung der Entwicklungssprache Modelica durchgeführt, welche weiterführend in 2.3 *Modelica* beschrieben wird. Die Beschreibung von Grafiken sowie die Ergebnisdarstellung erfolgt in englischer Sprache. Um die Abbildungen und die Ergebnisdarstellung dieser Diplomarbeit für zukünftige

Projektarbeiten verwenden zu können, werden diese ebenso in englischer Sprache bezeichnet.

Für die Entwicklung und Optimierung von verschiedenen Fahrzeugkonzepten und Antriebsstrangkomponenten stellt die Simulation ein wichtiges Hilfsmittel dar. So kann ein virtuelles Fahrzeugmodell, das mechanische, elektrische und in einigen Fällen auch thermische Komponenten enthält, untersucht und das komplexe Zusammenspiel der Antriebskomponenten in Bezug auf die realen Anforderungen abgeschätzt werden. Die Beschreibung der Simulationsmodelle erfolgt mit der objekt- und gleichungsorientierten Entwicklungssprache Modelica. Diese Sprache eignet sich für die multidisziplinäre Simulation, das heißt es können physikalische Modelle aus unterschiedlichen technischen Fachdisziplinen (wie z.B. der Mechanik, der Elektrotechnik, der Thermodynamik, der Hydraulik, der Pneumatik usw.) miteinander zu einem Gesamtsystem verknüpft werden. Ermöglicht wird dies durch die Beschaffenheit der physikalischen Schnittstellen, den sogenannten „connectors“, in welchen Potential- und Flussgrößen definiert sind.

Als graphische Entwicklungs- und Simulationsumgebung wird Dymola verwendet, welche es dem Benutzer erlaubt, komplexe Simulationsmodelle auch mittels graphischer Symbole zu entwickeln und die Simulationsergebnisse zu visualisieren [5].

Durch die multidisziplinäre Simulation ist es möglich, Leistung, Geschwindigkeit und sämtliche Energieflüsse in einem Fahrzeug, den Energiebedarf und Wirkungsgradeffekte der einzelnen Antriebskomponenten, als auch den Kraftstoffverbrauch und Schadstoff-Emissionen einer Verbrennungskraftmaschine abzuschätzen.

2.3 Modelica

Modelica ist eine objektorientierte Sprache für die physikalische Modellierung von großen bzw. komplexen Systemen, welche aus Teilmodellen (Subsystemen) hierarchisch zusammengesetzt werden können.

Mechatronische Systeme beinhalten beispielsweise mechanische, elektrische und hydraulische Kontrollsysteme, welche in verschiedene Subsysteme unterteilt werden können. Die Sprache eignet sich daher für die

Modellierung mechatronischer Systeme, wie sie in der Automobilindustrie, Luft- und Raumfahrt sowie Robotik zu finden sind. Das Konzept der Modellierung mit Systemen, welche aus verschiedenen Subsystemen bestehen wird als „Multi-Domain-Modellierung“ (multidisziplinär) bezeichnet. Die Beschreibung physikalischer Modelle erfolgt über Differentialgleichungen und algebraische Gleichungen, wobei das resultierende Gleichungssystem – im Gegensatz zu anweisungsorientierten Programmiersprachen – nicht in eine prozedurale Reihenfolge gebracht werden muss. Diskontinuierliche Gleichungen werden für die korrekte Verarbeitung in diskrete Ereignisse für die Integrationsroutinen umgesetzt. Darüber hinaus sind in der Beschreibungssprache Modelica sogenannte "instantaneous equations" zulässig, welche die Modellierung von Reibungs- und Stoßeffekten als auch die Handhabung von Differenzengleichungen erlauben. Für weiterführende Informationen möchte auf [5] verwiesen werden.

2.4 Dymola

Dymola dient als graphische Entwicklungs- und Simulationsumgebung, welche die Beschreibungssprache Modelica verarbeiten kann. Bereits entwickelte Modelle können in Bibliotheken abgelegt und deren Attribute über Vererbung erneut in anderen Modellen verwendet werden. Die strukturierte Modellbildung erfolgt graphisch oder textuell und die Simulationsergebnisse der nichtlinearen, dynamischen Systeme werden benutzerfreundlich visualisiert.

Besondere Eigenschaften sind:

- Handhabung großer, komplexer Multi-Domain-Modelle
- Rasche Modellierung (graphische Modellbildung via „drag & drop“)
- Symbolische Vorverarbeitung der Gleichungssysteme
- Offen für benutzerdefinierte Modellkomponenten
- Offene Schnittstelle zu anderen Programmen
- 3D- Animation
- Möglichkeit der Echtzeit- Simulation

Die Dymola Modellumgebung lässt sich in drei große Bereiche unterteilen:

- Modelleingabe oder Modell-Editor: dient dazu, neue Modelle aus bereits bestehenden Bausteinen (graphisch) oder durch Gleichungen (textuell), welche vom Benutzer aufgestellt werden, zu entwerfen.
- Modellübersetzer: Durchführung der Simulation im Dymola-Hauptfenster.
- Simulator: Animations- und Plot- Fenster, wird für die Visualisierung der Simulationsergebnisse benötigt.

Für weiterführende Informationen möchte auf [6] verwiesen werden.

2.5 Auswahl der elektrischen Komponenten für die Simulation des Elektrofahrzeugs

Für die Auswahl der elektrischen Maschine und des Energiespeichers (Batterie) werden bereits bestehende Modelle aus der SmartElectricDrives (SED) Library gewählt. Diese Modellbibliothek ist eine kommerzielle Library, die in der Abteilung EDT der Firma AIT für die Simulation von elektrischen und hybriden Antrieben entwickelt wurde. Die Modelle der SED sind zuverlässig und ermöglichen für die spätere Simulation eine einfache Parametrierung und können somit für die Modellierung des Elektrofahrzeugs verwendet werden.

Vorteile der SED- Library

- Simulation von elektrischen Antrieben mit Energiequellen, Leistungselektronik und Regelung für elektrische Maschinen
- Simulation von transienten Effekten in elektrischen Antrieben
- Entwicklung und Optimierung von Regelungsstrategien
- Unterschiedliche Komplexität der Modelle
- Einfache Modellentwicklung

Anwendungen der SED- Library

Mit der SED- Library können alle elektrischen Komponenten in einem Hybrid- oder Elektrofahrzeug simuliert werden. Dazu gehören:

- Elektrische Maschinen
- Regelungen
- Leistungselektronik
- Energiespeicher

Die SED- Library findet ihre Anwendung in der Simulation von Hybridfahrzeugen, elektrisch betriebenen Wasserpumpen und Klimaanlage, sowie elektrischen Industrieantrieben.

Nähere Informationen können aus [7] entnommen werden.

3. Aufbau der Fahrzeugkomponenten in Modelica

Für die Modellierung eines Gesamtmodells müssen die Komponenten mit ihren Eigenschaften in einzelnen Modellen aufgebaut werden. Der Aufbau der Komponentenmodelle für diese Simulationsstudie wird in den nachstehenden Punkten beschrieben.

3.1 Chassismodell

Im Chassismodell (vgl. Abb. 3) werden die einzelnen Fahrwiderstände berechnet und in einem 1D Modell beschrieben. Über den Flansch A (flange_a) ist das Chassismodell mit einem weiteren externen Modell gekoppelt (z.B. mit dem Fahrermodell) und es wird über das externe Modell und dem Flansch A eine Kraft auf die Chassiskomponente übertragen, das heißt die zu übertragende Kraft stellt sich, entsprechend der vom externen Modell vorgegeben Kraft, ein.

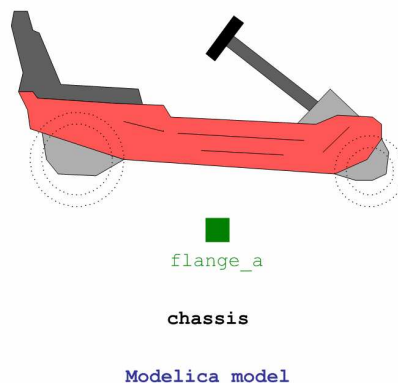
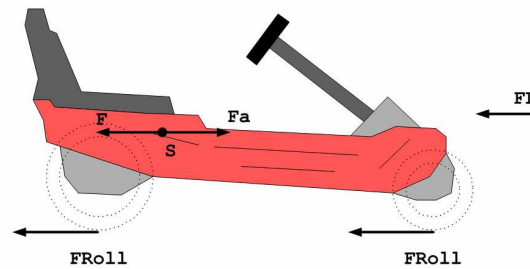


Abb. 3: Chassismodell in Modelica

3.1.1 Ermittlung der Fahrwiderstände im Chassismodell

Für die Berechnung der Fahrwiderstände wird das Fahrzeug in der Antriebsebene freigemacht und zur Bestimmung der Bewegungsgleichung werden alle wirksamen Kräfte eingetragen (vgl. Abb. 4).


Abb. 4: Fahrwiderstände im Chassismodell

In der Bewegungsgleichung (Gl. 1) ergibt die Summe aus Antriebskraft F_a und aller Fahrzeugwiderstandskräfte gleich Null. Als Widerstandskräfte treten die Beschleunigungswiderstandskraft F , die Rollwiderstandskraft F_{Roll} und die Luftwiderstandskraft F_L auf. Die Antriebskraft wirkt positiv nach rechts in Fahrtrichtung, die Widerstandskräfte wirken negativ gegen die Fahrtrichtung. In Gl. 2 wird die Beschleunigungskraft über die Gesamtmasse m_{ges} und die Beschleunigung a beschrieben. Die Masse ergibt sich aus Fahrzeugmasse m_{Fz} und der Masse des Fahrers m_F (Gl. 3). Die Rollwiderstandskraft in Gl. 4 wird über die Gesamtmasse, die Erdbeschleunigung g sowie den Rollwiderstandsbeiwert c_r bestimmt und entsteht durch die Formänderungsarbeit an Rad und Fahrbahn. Zur Berechnung können typische Rollwiderstandsbeiwerte aus nachstehender Tabelle 2 herangezogen werden.

Straßenbelag	Rollwiderstandsbeiwert c_r
Pkw- Luftreifen auf	
Großpflaster	0,015
Kleinpflaster	0,015
Beton, Asphalt	0,013
Schotter, gewalzt	0,02
Teermakadam	0,025
Erdweg	0,05
Ackerboden	0,1...0,35
Nfz- Luftreifen auf	
Beton, Asphalt	0,006...0,01
Greifräder auf	
Ackerboden	0,14...0,24
Kettenschlepper auf	
Ackerboden	0,07...0,12
Rad auf Schiene	0,001...0,002

Tabelle 2: Tabelle Rollwiderstand [8]

Der Rollwiderstandsbeiwert wird umso größer, je kleiner der Reifenradius und je größer die Formänderung ist oder anders formuliert steigt der Rollwiderstandsbeiwert mit zunehmender Belastung, zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Reifenluftdruck [8]. Rechnerisch kann der Rollwiderstandsbeiwert durch Vollastbeschleunigung und Ausrollversuch empirisch ermittelt werden (siehe Gl. 5). Bei einer großen Geschwindigkeit v_1 und einer kleinen Geschwindigkeit v_2 werden für ein Geschwindigkeitsintervall die Ausrollzeiten gemessen und die mittleren Verzögerungen a_1 und a_2 ermittelt.

$$F + F_a + F_{Roll} + F_L = 0 \quad \text{Gl. 1}$$

$$F_a = -m_{ges} \cdot a \quad \text{Gl. 2}$$

$$m_{ges} = m_{Fz} + m_F \quad \text{Gl. 3}$$

$$F_{Roll} = m_{ges} \cdot g \cdot c_r \quad \text{Gl. 4}$$

$$c_r = \frac{28,2(a_2 \cdot v_1^2 - a_1 \cdot v_2^2)}{10^3 \cdot (v_1^2 - v_2^2)} \quad \text{Gl. 5}$$

Die Luftwiderstandskraft in Gl. 6 wird über die Luftdichte ρ_L , dem Luftwiderstandsbeiwert c_w , dem Fahrzeugquerschnitt A , der Fahrgeschwindigkeit v , sowie der Gegenwindgeschwindigkeit v_0 ermittelt. Aus Erfahrungswerten wird die Luftwiderstandskraft mit dem Faktor 0,5 multipliziert, wenn die Geschwindigkeit mit der Einheit $[m/s]$ gerechnet wird [8]. Die Luftdichte ist bei $20^\circ \rightarrow 1,188 \text{ kg/m}^3$ [9].

Der Luftwiderstandsbeiwert aus Gl. 6 kann empirisch über Gl. 7 ermittelt werden. In dieser Arbeit wird der Luftwiderstandsbeiwert, wie der Rollwiderstandsbeiwert aus den dafür vorgesehenen Tabellen aus der Literatur entnommen [8]. Der Luftwiderstandsbeiwert ist abhängig von der

Form des Fahrzeugs, d.h. vom Fahrzeugquerschnitt und der Masse bei einer bestimmten Geschwindigkeit.

Aus den erhaltenen Widerstandskräften und der Fahrgeschwindigkeit können die auftretenden Widerstandsleistungen errechnet werden (Gl. 8, Gl. 9, Gl. 10).

$$F_L = -0,5 \cdot c_w \cdot A \cdot \rho_L \cdot (v + v_0)^2 \quad \text{Gl. 6}$$

$$c_w = \frac{6m_{ges} \cdot (a_1 - a_2)}{A \cdot (v_1^2 - v_2^2)} \quad \text{Gl. 7}$$

$$P_a = F_a \cdot v \quad \text{Gl. 8}$$

$$P_{Roll} = F_R \cdot v \quad \text{Gl. 9}$$

$$P_L = F_L \cdot v \quad \text{Gl. 10}$$

3.1.2 Gleichungen des Chassismodells in Modelica

```
s = flange_a.s;
v = der(s);
a = der(v);

fAcc = - (mCar+mDriver)*a;
fRoll = - (mCar+mDriver)*9.81*cr*tanh(v*k);
fAir = - 0.5*cw*A*rhoAir*v*abs(v);

flange_a.f + fAcc + fRoll + fAir = 0;

PRoll = fRoll*v;
PAir = fAir*v;
PAcc = fAcc*v;

PIntern = PRoll + PAir + PAcc;

PExtern = flange_a.f*v;
```


3.1.3 Funktionalitätsuntersuchung des Chassismodells im Testmodell

Um das fertige Chassismodell auf seine Funktionalität zu überprüfen, wird es in ein Testmodell (siehe Abb. 5) implementiert. Das Testmodell setzt sich aus dem Block mit der Soll- Geschwindigkeitsprofilvorgabe (*desired velocity*), einem Differenzbildner (*feedback*), dem PI- Regler (*PI*), einer dem Chassis Modell zugeführten Kraft (*force*), dem Chassismodell (*chassis*) und einem Geschwindigkeitsmessgerät (*speedSensor*) zusammen.

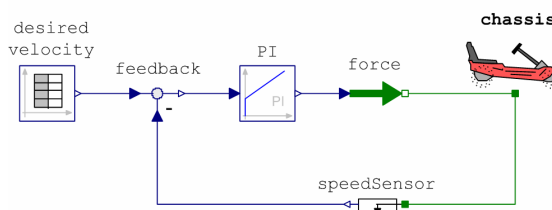


Abb. 5: Funktionalitätsuntersuchung des Chassismodells

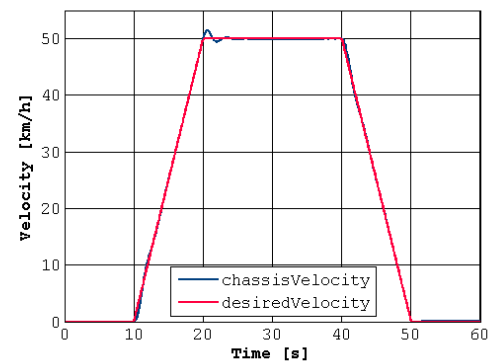


Abb. 6: Vergleich Soll- Ist- Geschwindigkeit

In Abb. 6 ist der zeitliche Verlauf des vorgegebenen Geschwindigkeitsprofils (*desiredVelocity*) dargestellt, nach welchem das Chassis (*chassis*) über die Kraft (*force*) beschleunigt wird, damit sich nach 20 s eine Geschwindigkeit von 50 km/h einstellt. Das Fahrzeug bewegt sich nun für 20 s mit konstanter Geschwindigkeit und wird anschließend negativ beschleunigt, d.h. das Fahrzeug wird gebremst, bis die Geschwindigkeit wieder 0 km/h beträgt.

Das Soll- Geschwindigkeitsprofil ist eine Sollvorgabe und wird über einen PI- Regler (*allgemeine Beschreibung in 3.1.4*) mit der Kraft als Stellgröße in das Chassismodell eingeprägt. Mit Hilfe eines Geschwindigkeitsmessgeräts (*speedSensor*) wird die tatsächliche Geschwindigkeit (Ist-Wert) des Chassis ermittelt, an den Differenzbildner rückgeführt, mit der Sollgeschwindigkeit verglichen und diese Regelabweichung in weiterer Folge

ausgeregelt. Der Verlauf der tatsächlichen Geschwindigkeit ist ebenfalls in Abb. 4 graphisch dargestellt (`chassisVelocity`).

Folgende Parameter (teils Erfahrungs-, teils Schätzwerte) werden für das Chassismodell des Fahrzeugs benötigt:

Fahrzeugmasse $m_{Fz} = 100 \text{ kg}$

Fahrermasse $m_F = 80 \text{ kg}$

Fahrzeugquerschnitt $A = 0.32 \text{ m}^2$

Luftdichte $\rho_L = 1.188 \text{ kg/m}^3$

Luftwiderstandsbeiwert $c_w = 0.36$

Rollwiderstandsbeiwert $c_r = 0.02$

Wird das Testmodell mit den vorgegebenen Parametern simuliert, entsteht ab dem Beschleunigungszeitpunkt eine Rollwiderstandsleistung (`PRoll`). Nach 20 s wird nicht mehr beschleunigt und die Geschwindigkeit beträgt konstant 50 km/h, wobei sich nach einer kurzen Einschwingzeit, die Rollreibungsleistung auf einen konstanten Wert von ca. -500 W einstellt. Nach 40 s wird das Fahrzeug verzögert und der Betrag der Rollreibungsleistung nimmt bis zum Stillstand kontinuierlich ab und wird wieder zu Null.

Die Luftwiderstandsleistung (`PAir`, negatives Vorzeichen) nimmt stetig mit der Geschwindigkeit zu. Nachdem nicht mehr beschleunigt wird und die Geschwindigkeit konstant 50 km/h beträgt, erreicht die Luftwiderstandsleistung nach einem Einschwingvorgang einen Wert von ca. -180 W. Die Luftwiderstandsleistung bleibt mit der Geschwindigkeit konstant. Nach 40 s wird verzögert und die Luftwiderstandsleistung nimmt stetig mit der Geschwindigkeit ab.

Der zeitliche Verlauf der Rollreibungsleistung und der Luftwiderstandsleistung ist in Abb. 7 graphisch dargestellt.

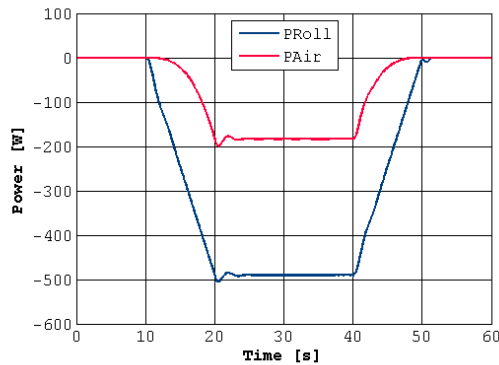


Abb. 7: Verlauf von Roll- und Luftwiderstandsleistungskennlinie

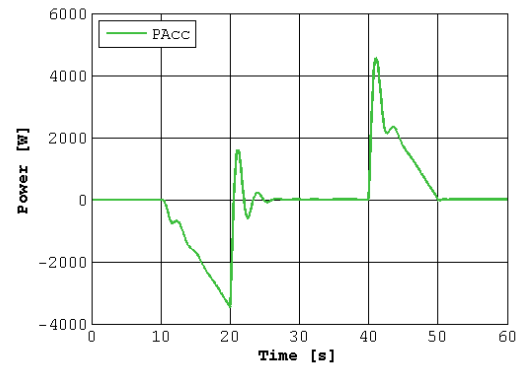


Abb. 8: Verlauf Beschleunigungswiderstandsleistungskennlinie

Die Beschleunigungswiderstandsleistung (P_{Acc} , negatives Vorzeichen) muss ab dem Zeitpunkt der Beschleunigung für die Überwindung des Beschleunigungswiderstands zusätzlich aufgebracht werden und erreicht nach 20 s den maximalen Wert von rund -3500 W. Danach bewegt sich das Fahrzeug für die Dauer von 20 s mit konstanter Geschwindigkeit fort und die Beschleunigungswiderstandsleistung verschwindet unmittelbar (transientes Einschwingen auf den Wert Null). Wird *nach 40 s negativ* beschleunigt, steigt die Beschleunigungswiderstandsleistung sprunghaft auf den maximalen Wert von ca. 4500 W an, wird anschließend dem Betrag nach immer kleiner und verschwindet bis zum Chassisstillstand gänzlich. Der Verlauf der Beschleunigungswiderstandsleistung ist in Abb. 8 graphisch dargestellt.

3.1.4 Allgemeine Beschreibung eines PI-Reglers

Die wesentliche Aufgabe der Regelung besteht darin, eine bestimmte Prozessgröße (Istwert) unabhängig von auftretenden Störungen auf einen vorgegebenen Führungswert (Sollwert) zu bringen, der je nach Vorgabe, zeitlich konstant oder auch veränderlich sein kann.

3.1.4.1 Die Struktur des PI-Reglers

Der PI-Regler basiert auf einer Parallelstruktur, welche aus der Parallelschaltung eines P-Reglers und eines I-Reglers zustande kommt

(siehe Abb. 9). Das Reglerausgangssignal setzt sich aus der Überlagerung des jeweiligen P- und I-Anteils zusammen.

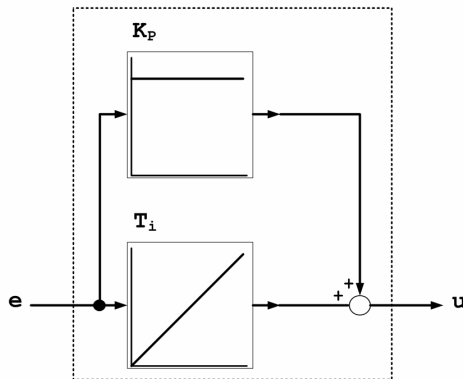


Abb. 9: Parallelstruktur PI-Regler

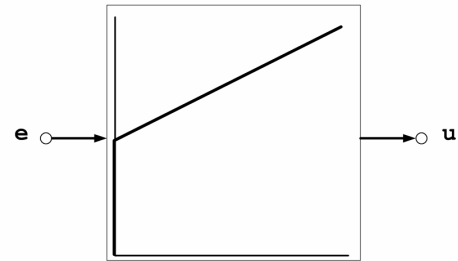


Abb. 10: Symbol des PI-Reglers (Sprungantwort)

Aus dem Symbol des PI-Reglers (siehe Abb. 10) wird ersichtlich, dass die Sprungantwort eine Überlagerung der beiden Teilsprungantworten ist. K_p stellt den Proportionalbeiwert und T_i den Integrierbeiwert dar.

Für den PI-Regler ergibt sich mit den überlagerten Anteilen folgende Sprungantwort (Gl. 11):

$$u(t) = \overbrace{K_p \cdot e(t)}^{P\text{-Anteil}} + \overbrace{\frac{1}{T_i} \cdot \int e(t) dt}^{I\text{-Anteil}} \quad \text{Gl. 11}$$

Der Sprung der Regelabweichung $e(t)$ und die Sprungantwort $u(t)$ des PI-Reglers mit den beiden überlagerten Anteilen ist in Abb. 11 und Abb. 12 graphisch dargestellt.

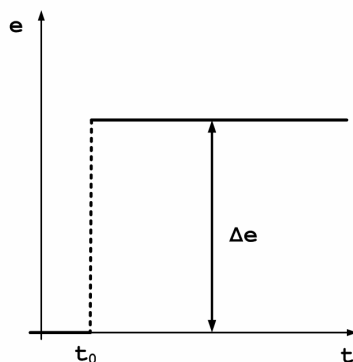


Abb. 11: Sprung der Regelabweichung e

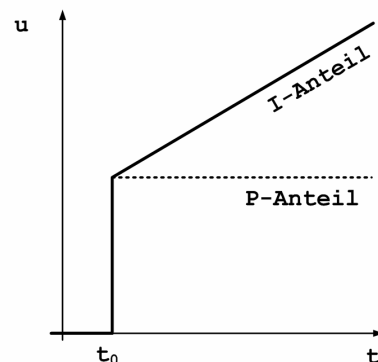


Abb. 12: Sprungantwort u des PI-Reglers

3.1.4.2 Verhalten des P-Anteils in einer Regelung

Bei einem idealen P-Regler wird der Verlauf des Eingangssignals nicht verändert. Es kommt lediglich zu einer Veränderung der Amplitude. Das proportionale Zeitverhalten des P-Reglers beschreibt folgende Gleichung (Gl. 12):

$$u(t) = K_p \cdot e(t) \quad \text{Gl. 12}$$

Das Symbol des P-Reglers ist in Abb. 13 und die Sprungantwort in Abb. 14 graphisch dargestellt.

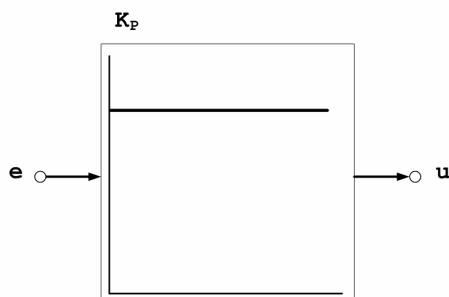


Abb. 13: Symbol des P-Reglers

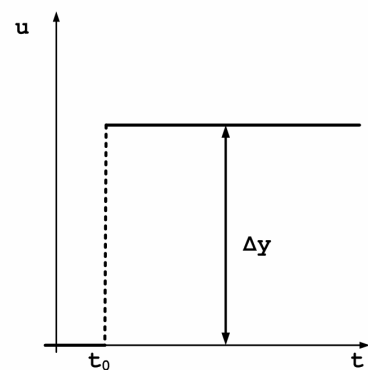


Abb. 14: Sprungantwort des P-Reglers

3.1.4.3 Verhalten des I-Anteils in einer Regelung

Der I-Anteil eines PI-Reglers wird durch den linearen Stellgrößenanstieg durch eine sprunghafte Änderung der Regelabweichung ersichtlich. I-Regler sind gegenüber P-Reglern langsamer. Das integrale Zeitverhalten des I-Reglers beschreibt folgende Gleichung (Gl. 13):

$$u(t) = \frac{1}{T_i} \cdot \int_0^{t_0} e(t) dt \quad \text{Gl. 13}$$

Das Symbol des I-Reglers ist in Abb. 15 und die Sprungantwort in Abb. 16 graphisch dargestellt.

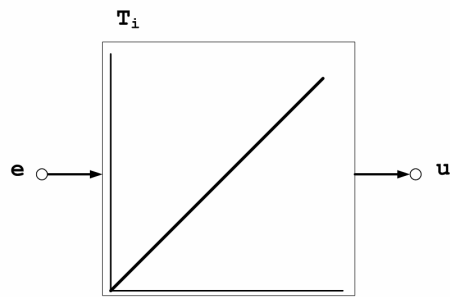


Abb. 15: Symbol des I-Reglers

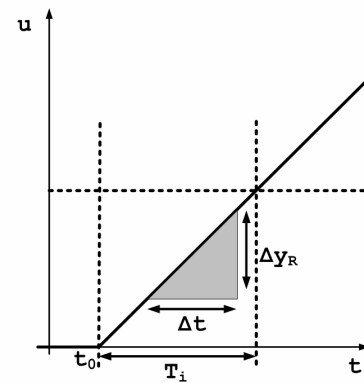


Abb. 16: Sprungantwort des I-Reglers

3.1.4.4 PI- Regler im Regelkreis

In der Regelungstechnik kommt der PI-Regler häufig zum Einsatz (beispielsweise in einem einschleifigen Regelkreis). Der Regelkreis (siehe Abb. 17) besteht im Allgemeinen aus einem Sollwertgeber, einem Differenzbildner, dem PI-Regler, dem Stellglied, welches als Aktor im Regelkreis wirkt, dem Streckenglied, dem Messort und dem Messwandler, welcher die Signale des Sensors am Messort verarbeitet. Die Stellgrößen im Regelkreis werden in Tabelle 3 aufgelistet.

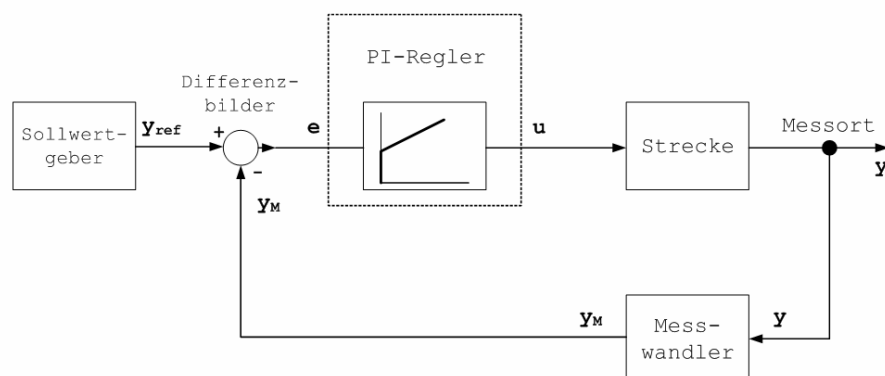


Abb. 17: PI-Regler im Regelkreis

$y_{ref}(t)$	Führungsgröße, Sollwert
$y(t)$	Regelgröße, Istwert
$e(t)$	Regelabweichung
$u(t)$	Stellgröße des Reglers (Reglerausgang)
$y_M(t)$	Rückführgröße (Messwandlersignal)

Tabelle 3: Stellgrößen im Regelkreis

Im störungsfreien Fall wird der Istwert $y(t)$ auf den Sollwert $y_{ref}(t)$ geregelt. Treten Störungen auf und die beiden Werte stimmen nicht mehr überein, besteht die Aufgabe des Reglers darin, die auftretenden Störungen so schnell und genau wie möglich auszuregeln und die Differenz zwischen Soll- und Istwert auf Null zu reduzieren. Das Verhalten der Regelung hängt von allen Regelkreiskomponenten und deren Zusammenwirken ab.

Für weiterführende Informationen zu PI-Reglern möchte auf die Literatur [10] und [11] verwiesen werden.

3.2 Reifenmodell

Im Reifenmodell (`wheels`) (siehe Abb. 18) werden die physikalischen Eigenschaften der Reifen in einem 1D Modell beschrieben. Das Reifenmodell besteht aus den Komponenten Vorderreifen (`wheelsFront`) und Hinterreifen (`wheelsRear`), wobei über den Flansch A (`flansch_a`) bzw. den Flansch B (`flansch_b`) die Kopplung an weitere Modelle erfolgt.

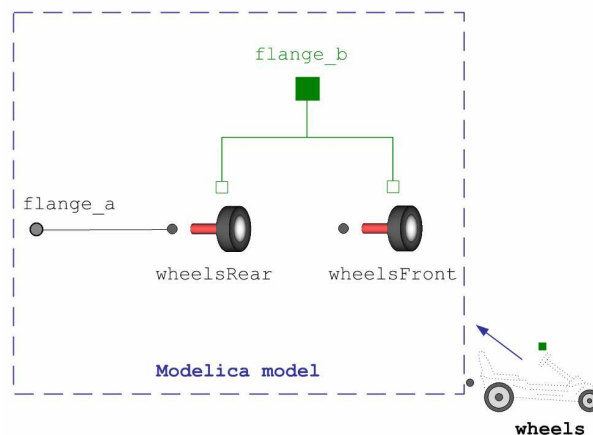


Abb. 18: Reifenmodell in Modelica

Die Gliederung in Vorder- und Hinterreifen ist notwendig, da sich das dynamische Fahrverhalten zwischen Vorder- und Hinterreifen – je nach Antriebsart (Vorder-, Hinter- oder Allradantrieb) – unterscheidet. Um diese fahrdynamischen Eigenschaften bestimmen zu können wird jedes Rad für sich als eigenes Modell bzw. als eigene Komponente betrachtet. Die weiterführende Beschreibung eines einzelnen Rades (`tire`) erfolgt in 3.2.1 *Beschreibung des Radmodells*.

Das Reifenmodell setzt sich demnach aus zwei (Vorder-)Radmodellen, verbunden über die Vorderachse, und zwei (Hinterrad-)Radmodellen, verbunden über die Hinterachse, zusammen. Der Einfachheit halber wird pro Achse aber nur ein Radmodell verwendet, dessen Charakteristik jedoch der zweier Räder entspricht, indem sämtliche Kennwerte zur Beschreibung eines einzelnen Rades verdoppelt werden.

3.2.1 Beschreibung des Radmodells

Im Radmodell (vgl. Abb 19) werden die physikalischen Eigenschaften des Rades in einem 1D- Modell beschrieben. Über den Flansch A (`flansch_a`) bzw. den Flansch B (`flansch_b`) erfolgt die Kopplung an übergeordnete Modelle.

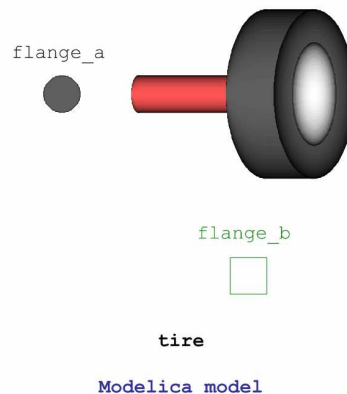


Abb. 19: Radmodell in Modelica

3.2.2 Aufstellen der Bewegungsgleichung im Radmodell

Zum Aufstellen der Bewegungsgleichung wird jedes Rad einzeln betrachtet; das Rad wird freigeschnitten und es können alle auftretenden Kräfte und Drehmomente, wie in Abb. 20 dargestellt, eingetragen werden.

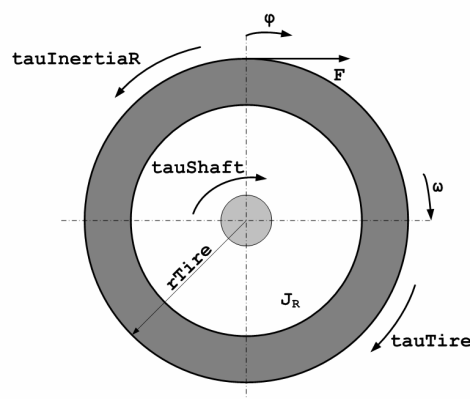


Abb. 20: Freigeschnittenes Rad

Das Rad dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω im Uhrzeigersinn (Bezugsdrehsinn). Über Flansch A (`flansch_a`) wird dem Reifenmodell ein

Drehmoment (τ_{Shaft}) eingeprägt (Gl. 14), welches, wie in Abb. 20 ersichtlich, in Drehrichtung wirkt. Das durch die Trägheit am Reifen wirkende Gegenmoment (τ_{InertiaR}) (Gl. 15) berechnet sich aus dem Reifenträgheitsmoment J_R und der ersten Ableitung der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\omega}$. Gegenüber einer Änderung im gewählten Drehsinn wirkt das Reifenträgheitsmoment somit als Widerstand (nach d'Alembert [12]). Das auf die Straße übertragene Reifendrehmoment (τ_{Tire}) berechnet sich aus der am Radumfang wirksamen Kraft F und dem Reifenradius (r_{Tire}), siehe (Gl. 16). Die relative Reifenposition s in (Gl. 17) wird über den Rotationswinkel φ (flange_a.phi) und dem Reifenradius (r_{Tire}) ausgedrückt und wird in der Simulation für die Bestimmung des insgesamt zurückgelegten Weges herangezogen. Sämtliche im freigeschnittenen Rad auftretenden Momente werden in der Bewegungsgleichung (Gl. 18) zusammengefasst.

$$\tau_{\text{Shaft}} = \text{flange_a.tau} \quad \text{Gl. 14}$$

$$\tau_{\text{InertiaT}} = J_R \cdot \dot{\omega} \quad \text{Gl. 15}$$

$$\tau_{\text{Tire}} = -r_{\text{Tire}} \cdot F \quad \text{Gl. 16}$$

$$s = r_{\text{Tire}} \cdot \text{flange_a.phi} \quad \text{Gl. 17}$$

$$\tau_{\text{InertiaT}} = \tau_{\text{Shaft}} + \tau_{\text{Tire}} \quad \text{Gl. 18}$$

3.2.3 Gleichungen des Reifenmodells in Modelica

```
w = der(flange_a.phi);
s = flange_b.s;
f = - flange_b.f;

tauShaft    = flange_a.tau;
tauInertiaT = J*der(w);
tauTire     = - rTire*f;

s = rTire*flange_a.phi;
tauInertiaT = tauShaft + tauTire;
```

3.2.4 Funktionalitätsuntersuchung des Reifenmodells im Testmodell

Das modellierte Reifenmodell (mit integriertem Radmodell) wird zur Überprüfung seiner Funktionalität in ein Testmodell (siehe Abb. 21) eingebaut. Das Testmodell setzt sich aus dem um das Reifenmodell (wheels) erweiterte Chassismodell (chassis), dem Geschwindigkeitsmessgerät (speedSensor), der Referenz für das Soll-Geschwindigkeitsprofil (desired velocity), dem Differenzbildner (feedback) und dem PI-Regler (PI), dessen Funktion unter 3.1.4 beschrieben, zusammen. Die Vorgehensweise bei der Funktionalitätsuntersuchung erfolgt nach dem gleichen Prinzip wie bei der Untersuchung des Chassismodells, mit dem Unterschied, dass als Stellgröße nicht mehr eine Kraft sondern ein Drehmoment (torque) wirkt.

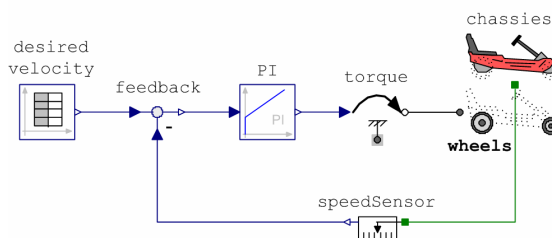


Abb. 21: Funktionsuntersuchung des Reifen Modells

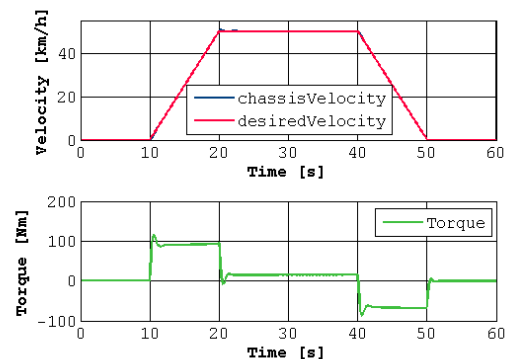


Abb. 22: Vergleich Soll- mit Ist-Geschwindigkeit

Für die Funktionalitätsuntersuchung wird wie in 3.1.3 *Funktionalitätsuntersuchung des Chassismodells im Testmodell* der Verlauf des Geschwindigkeitsprofils (desiredVelocity) im Vergleich zur tatsächlichen Geschwindigkeit (chassisVelocity) dargestellt (siehe Abb. 22). Zusammen mit dem Drehmomentverlauf (Torque, $Torque_{max} = 115 \text{ Nm}$) kann die Funktionalität des Reifenmodells verifiziert werden, da sämtliche Simulationsergebnisse des Testmodells plausible Ergebnisse liefern.

3.3 Bremsenmodell

In dieser Komponente werden die physikalischen Eigenschaften der Bremse (brake) in einem 1D- Modell beschrieben (siehe Abb. 23). Über Flansch A (flange_a) bzw. Flansch B (flange_b) erfolgt die Kopplung an übergeordnete Modelle (z.B. Kupplung, Reifen, Kette, usw.). Außerdem kann an das Modell ein Eingangssignal angelegt werden, über welches die Bremspedalsstellung (pedalPosition), unter Berücksichtigung der Minimal- und Maximalstellbegrenzung (pedalPositionLimited), vorgegeben werden kann.

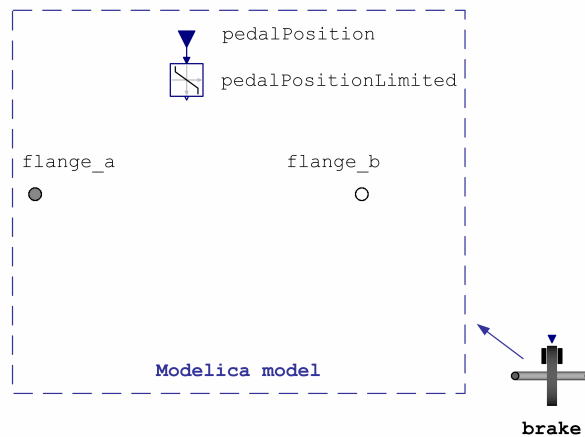


Abb. 23: Bremsmodell in Modelica

3.3.1 Beschreibung der auftretenden Momente

Wenn das Bremspedal betätigt wird und die Bremsklötze auf die Bremsscheibe gepresst werden, entsteht ein Reibmoment M_r , welches wie in Gl. 19 beschrieben, vom Reibungskoeffizienten, der Anpresskraft und von der Größe der Anpressfläche abhängig ist. Das Drehmoment der Bremsscheibe M_{TB} in Gl. 20 ist abhängig vom Trägheitsmoment der Scheibe und der zeitlichen Ableitung der Winkelgeschwindigkeit [12].

$$M_r = \frac{2 \cdot \mu \cdot F_k \cdot (r_2^3 - r_1^3)}{3 \cdot (r_2^2 - r_1^2)} \quad \text{Gl. 19}$$

$$M_{TB} = J \cdot \dot{\omega}$$

Gl. 20

3.3.2 Aufstellen der Bewegungsgleichung im Modell

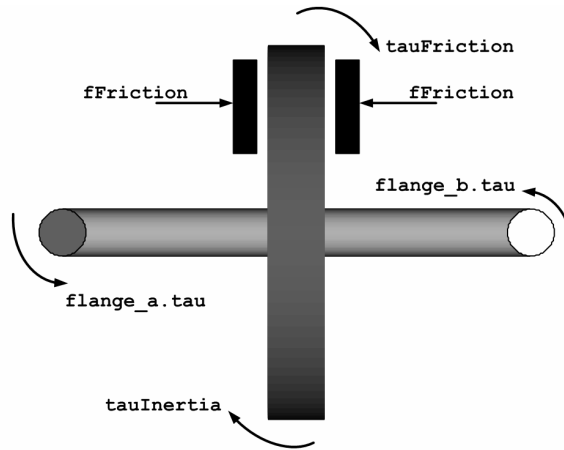


Abb. 24: Momente und Anpresskraft im Bremsmodell

Um das Bremsmodell zu beschreiben, werden alle auftretenden Momente betrachtet und in der Bewegungsgleichung formuliert (Gl. 21). Hierfür wird die Bremse in der Reibebene freigeschnitten und alle auftretenden Momente werden eingetragen (siehe Abb. 24). In der Bewegungsgleichung muss demnach das Drehmoment in Flansch A (`flange_a.tau`), das Drehmoment in Flansch B (`flange_b.tau`), das durch die Trägheit wirkende Drehmoment (`tauInertia`) und das durch Betätigung der Bremse entstehende Reibmoment (`tauFriction`) berücksichtigt werden. Für das Reibmoment in Gl. 22 ist zu beachten, dass die Anpresskraft (`fFriction`) durch die maximale Anpresskraft (`fMax`) und die Pedalstellung der Bremse (`pedalPositionLimited.y`) ausgedrückt wird (Gl. 23). Zusätzlich muss der Wert n für die Anzahl der Reibangriffsflächen berücksichtigt werden.

$$flange_a.tau + flange_b.tau + tauFriction + tauInertia = 0$$

Gl. 21

$$tauFriction = -sign(\omega) \cdot \frac{2 \cdot n \cdot \mu \cdot fFriction \cdot (r_2^3 - r_1^3)}{3 \cdot (r_2^2 - r_1^2)}$$

Gl. 22

$$fFriction = fMax \cdot pedalPositionLimited.y$$

Gl. 23

3.3.3 Gleichungen des Bremsmodells in Modelica

```

flange_a.phi = flange_b.phi;
w = der(flange_a.phi);

flange_a.tau + flange_b.tau + tauFriction + tauInertia = 0;

fFriction = fMax*pedalPositionLimited.y;

tauInertia = - J*der(w);
tauFriction = - sign(w)*(2*n*mue* fFriction)*
               (r2^3-r1^3)/(3*(r2^2-r1^2));

```

3.3.4 Funktionalitätsuntersuchung des Bremsmodells im Testmodell

Um das fertige Modell der Bremse zu untersuchen wird es in ein Testmodell (siehe Abb. 25) eingebaut und mit einem vorgegebenen Drehmoment (torque signal) beaufschlagt.

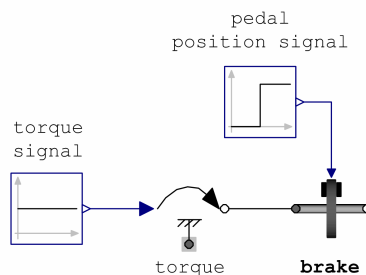


Abb. 25: Funktionalitätsuntersuchung des Bremsmodells

Nach einer Zeit von 0.5 s wird das Bremspedal betätigt und dem Bremsmodell ein Betätigungssignal (pedal position signal) von der Pedalposition 0 auf die Pedalposition 1 bereitgestellt. Durch die Betätigung des Bremspedals auf die Pedalstellung 1 werden durch die Anpresskraft (fFriction) die Bremsklötze auf die Bremsscheibe gedrückt und es

entsteht das Reibmoment (τ_{Friction}). Die Bremsklötze reiben so lange an der Bremsscheibe, bis der Geschwindigkeitswert 0 km/h beträgt. Die daraus resultierenden Ergebnisse sind in Abb. 26 graphisch dargestellt.

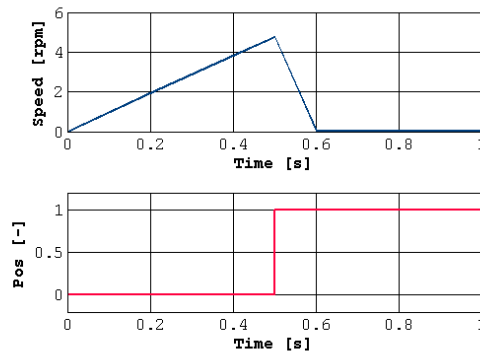


Abb. 26: Geschwindigkeitsprofil und Bremspedalstellung

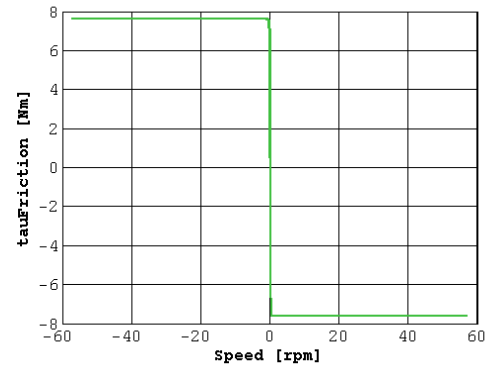


Abb. 27: Verlauf des Reibmoments über die Drehzahl

In Abb. 27 ist der idealisierte Verlauf des Reibmoments bei eingprägtem Geschwindigkeitsprofil dargestellt, d.h. die Bremsscheibe wird mit linear ansteigender Geschwindigkeit von negativer in positive Drehrichtung versetzt. Da der Betrag des Reibmoments konstant ist, muss beim Wechsel des Vorzeichens der Geschwindigkeit (Nulldurchgang) ein Sprung des Reibmoments in die umgekehrte Richtung erfolgen.

3.4 Kupplung

Im Kupplungsmodell werden die physikalischen Eigenschaften einer Fliehkraftkupplung (`clutch`), die als Reibkupplung ausgeführt ist, beschrieben (siehe Abb. 28).

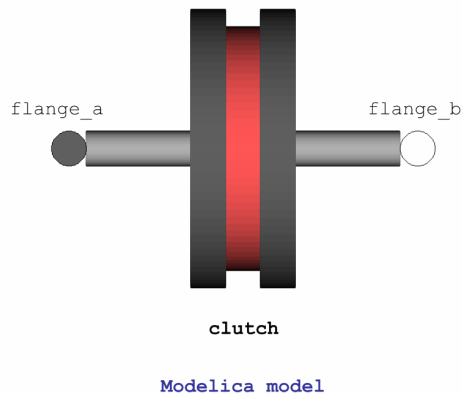


Abb. 28: Kupplungsmodell in Modelica

Das Modell besteht aus zwei Druckplatten und einer Reibscheibe, die zwischen den beiden Platten liegt und auf der linken Seite fest mit der Druckplatte verbunden ist. Über Flansch A (`flange_a`) bzw. Flansch B (`flange_b`) erfolgt die Kopplung an übergeordnete Modelle (z.B. VKM, Kette, usw.).

3.4.1 Beschreibung einer Reibkupplung

Eine Reibkupplung besteht im Allgemeinen aus zwei Druckplatten (Antriebs- und Abtriebsseite) sowie einer Reibscheibe, welche antriebsseitig fest mit der Druckplatte verbunden ist [13].

Auf der Antriebsseite wirkt das Antriebsmoment M_a , die Winkelgeschwindigkeit ω_a und das Trägheitsmoment J_a . Auf der Abtriebsseite wirkt das Lastmoment M_b , die Winkelgeschwindigkeit ω_b und das Trägheitsmoment J_b (siehe Abb. 29).

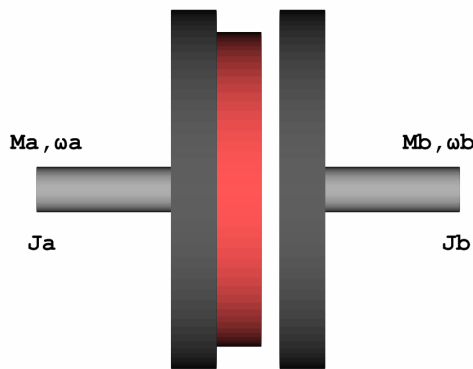


Abb. 29: Reibkupplung offen

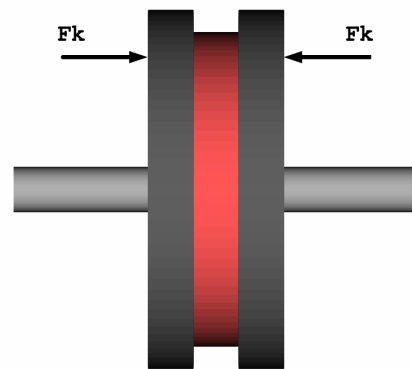


Abb. 30: Reibkupplung geschlossen

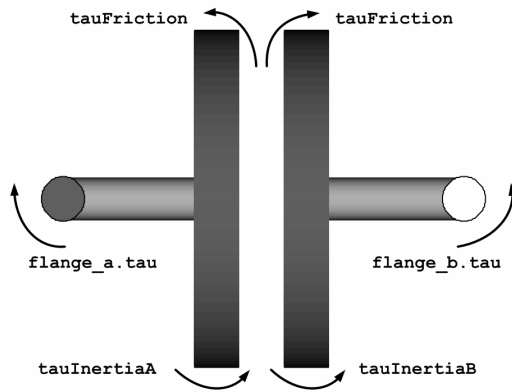
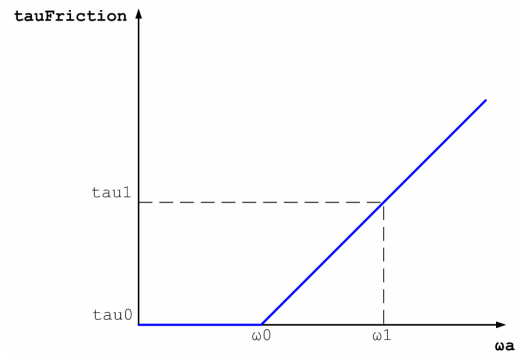
Werden die beiden Druckplatten fest zusammengepresst entsteht auf der Reibfläche eine Anpresskraft (siehe Abb. 30), welche ein Reibmoment M_r übertragen kann (Gl. 24). Dieses Reibmoment hängt neben der Anpresskraft auch vom Reibungskoeffizienten und der Größe der Anpressfläche ab. Das Reibmoment in der Kupplung wirkt auf der Antriebsseite als Bremsmoment und auf der Abtriebsseite als Antriebsmoment. Wenn die Antriebskraft groß genug ist, wird die Abtriebsseite so lange beschleunigt, bis sich auf beiden Seiten die gleiche Winkelgeschwindigkeit einstellt. In diesem Zustand ist die Kupplung geschlossen und es herrscht Haftreibung.

$$M_r = \frac{2 \cdot \mu \cdot F_k \cdot (r_2^3 - r_1^3)}{3 \cdot (r_2^2 - r_1^2)} \quad \text{Gl. 24}$$

In diesem Fahrzeug ist die Reibkupplung als Fliehkraftkupplung ausgeführt, wobei sich die Druckplatten ab einer Drehzahl von 1000 U/min über die Reibscheibe kraftschlüssig verbinden.

3.4.2 Aufstellen der Bewegungsgleichung im Modell

Zum Aufstellen der Bewegungsgleichung wird das Kupplungsmodell in der Reibebene freigemacht und alle auftretenden Momente werden eingetragen (siehe Abb. 31).

**Abb. 31:** Kupplungsmodell freigemacht**Abb. 32:** Verlauf des Reibmoments über die Winkelgeschwindigkeit

Auf der Antriebsseite wird das Antriebsmoment (`flange_a.tau`) und auf der Abtriebsseite das Lastmoment (`flange_b.tau`), welches in die entgegen gesetzte Richtung wirkt, eingetragen. Das in der Kupplung ab einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit auftretende Reibmoment (`tauFriction`) (Gl 25) wirkt auf der Antriebsseite linksherum (negativ) und auf der Abtriebseite rechtsherum (positiv). Das durch die Trägheit entstehende Drehmoment (`tauInertia`) wirkt für beide Seiten immer entgegen der (positiv) gewählten Bezugsrichtung (nach d'Alembert [12]) und ergibt sich aus dem Massenträgheitsmoment J und der ersten Ableitung der Winkelgeschwindigkeit bzw. Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}$. Dies gilt für beide Seiten der Kupplung (`tauInertiaA`; `tauInertiaB`) und wird in (Gl 26, Gl 27) beschrieben. Nach Eintragen der auftretenden Momente kann für beide Seiten der Kupplung (Antrieb und Abtrieb) die Bewegungsgleichung (Gl 28, Gl 29) aufgestellt werden.

$$\tau_{\text{Friction}} = \text{sign}[(\omega_a - \omega_b) \cdot k] \cdot \left[\frac{\tau_{\text{Friction1}} - \tau_{\text{Friction0}}}{\omega_1 - \omega_0} \cdot \omega_a + \left(\tau_{\text{Friction1}} - \frac{\tau_{\text{Friction1}} - \tau_{\text{Friction0}}}{\omega_1 - \omega_0} \cdot \omega_1 \right) \right] \quad \text{Gl. 25}$$

$$\tau_{\text{InertiaA}} = -J_a \cdot \dot{\omega}_a \quad \text{Gl. 26}$$

$$\tau_{InertiaB} = -J_b \cdot \dot{\omega}_b \quad \text{Gl. 27}$$

$$flange_a.\tau - \tau_{Friction} + \tau_{InertiaA} = 0 \quad \text{Gl. 28}$$

$$flange_b.\tau - \tau_{Friction} + \tau_{InertiaB} = 0 \quad \text{Gl. 29}$$

Um das Reibmoment in Gl 25 korrekt beschreiben zu können, muss eine Geradengleichung mit dem Verlauf des Reibmoments über die Winkelgeschwindigkeit aufgestellt werden. In Abb. 32 ist zu erkennen, dass das Reibmoment ab einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit ω_0 linear ansteigt. Die Gerade wird durch eine zweite Winkelgeschwindigkeit ω_1 , bei der sich ein bestimmtes Reibmoment (τ_{1}) einstellt, vollständig definiert [12].

3.4.3 Gleichungen des Kupplungsmodells in Modelica

```

wa = der(flange_a.phi);
wb = der(flange_b.phi);

flange_a.tau - tauFriction + tauInertiaA = 0;
flange_b.tau + tauFriction + tauInertiaB = 0;

tauInertiaA = - Ja*der(wa);
tauInertiaB = - Jb*der(wb);

tauFriction = tanh((wa-wb)*k)*max(0,(((
    (tauFriction1 - tauFriction0)/(w1-w0))*wa)+
    (tauFriction1 - ((tauFriction1 - tauFriction0)/
    (w1 - w0))*w1)))));

```

3.4.4 Funktionsuntersuchung des Kupplungsmodells im Testmodell

Um das fertige Modell zu untersuchen wird es in ein Testmodell (siehe Abb. 33) eingebaut und auf die Funktionalität geprüft. Das Testmodell besteht aus zwei Massenträgheiten (*inertia*, *inertia 1*), die über das Kupplungsmodell (*clutch*) miteinander verbunden sind und einer Rampe (*speed signal*), welche der anzutreibenden Masse (*inertia*) ab einem

Startzeitpunkt das vorgegebene Geschwindigkeitsprofil über einen Flansch (speed) einprägt.

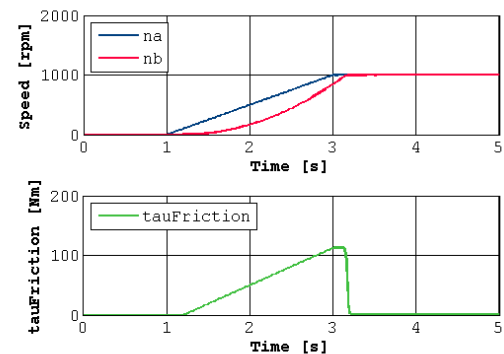
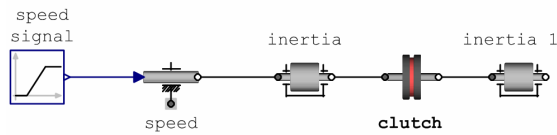


Abb. 33: Funktionalitätsuntersuchung des Kupplungsmodells

Abb. 34: Winkelgeschwindigkeits- und Reibmomentenverlauf

Nach 1 s wird der anzutreibenden Masse (*inertia*) eine Geschwindigkeit eingeprägt und beschleunigt (ansteigende Drehzahl *na*). Durch die Beschleunigung werden die Druckplatten der Kupplung (*clutch*) auf die Reibscheibe gedrückt und das Reibmoment (*tauFriction*) wird wirksam. Durch das ansteigende Reibmoment wird auch die Abtriebsseite beschleunigt und die Drehzahl *nb* nimmt zu (das Reibmoment wirkt hier als Antriebsmoment). Ist das Reibmoment groß genug, wird die zweite anzutreibende Masse (*inertia 1*) solange beschleunigt bis Antriebs- und Abtriebsseite mit derselben Drehzahl rotieren. Wird dieser Zustand nach ca. 3,2 s bei einer Drehzahl von 1000 U/min erreicht ($n_a = n_b$), so gleitet die Kupplung nicht mehr und es tritt kein Reibmoment mehr auf. Die gewonnenen Simulationsergebnisse des Testmodells für die Funktionalitätsuntersuchung der Kupplung sind in Abb. 34 graphisch dargestellt.

3.5 Fahrermodell

Im Fahrermodell (siehe Abb. 35) werden die physikalischen Eigenschaften und die Einwirkungen des Fahrers auf das Gesamtmodell beschrieben. Der Modellaufbau in Modelica wird in Abb. 36 dargestellt.

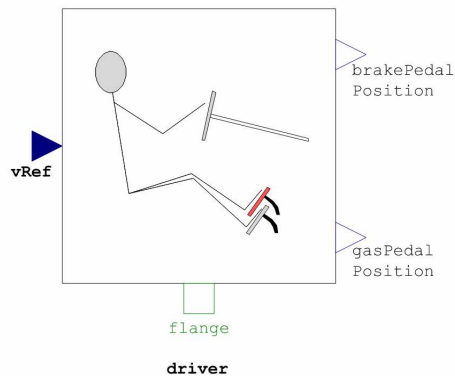


Abb. 35: Fahrermodell in Modelica

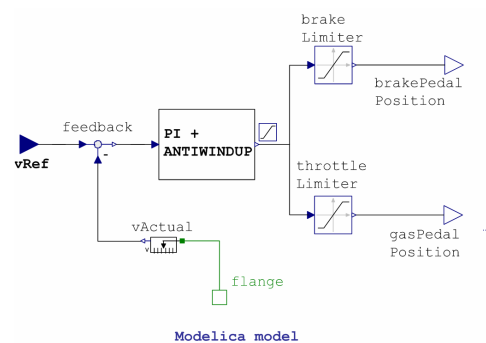


Abb. 36: Modellaufbau in Modelica

Dem Fahrermodell wird über den Input- Konnektor (v_{Ref}) eine Referenzgeschwindigkeit vorgegeben. Das Referenzgeschwindigkeitsprofil ist in der Zykluskomponente abgelegt. Über den Flansch ($flange$) ist das Modell mit einer weiteren Komponente gekoppelt (z.B. Chassis) und erhält über den Flansch die tatsächliche Geschwindigkeit (v_{Actual}) aus der Simulation. Zusätzlich beinhaltet das Modell einen Differenzbildner ($feedback$) und einen PI- Regler mit Anti- wind- up- Funktion ($PI+ANTIWINDUP$), welcher weiterführend in Kapitel 3.5.1 beschrieben wird. Die Ausgangssignale des Fahrermodells stehen an den Output- Konnektoren des Gaspedals ($gasPedalPosition$) und des Bremspedals ($brakePedalPosition$) zur Verfügung und werden in weiterer Folge an das Gesamtmodell weitergeleitet. Die Pedalstellungen, welche von außen über die Zykluskomponente definiert sind, werden mit einer Minimal- und Maximalstellung ($brakeLimiter$, $throttleLimiter$) begrenzt, wobei die Grenzen der Bremse bei 0 und -1 und die Grenzen des Gaspedals bei 0 und 1 liegen können.

3.5.1 PI- Regler mit Anti- wind- up

3.5.1.1 Allgemeine Beschränkung der Stellgröße

Beim Großteil der Regler- Anwendungen muss sich die Stellgröße $u(t)$ in vorgegeben Grenzen bewegen.

Dafür sind 2 Gründe verantwortlich:

- die Beschränkung der Leistung des Reglers
- die Belastbarkeit der Strecke darf nicht beliebig groß sein

Um Stellgrößenbeschränkungen zu berücksichtigen, werden in der Regelungstechnik sogenannte „Begrenzer“ (Limiter) eingesetzt. Das Beispiel einer Begrenzerkennlinie ist in Abb. 37 graphisch dargestellt.

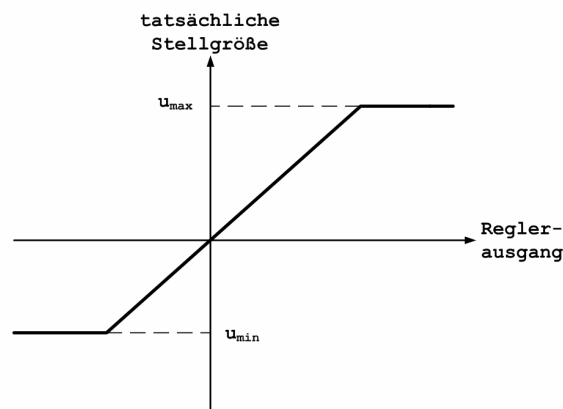


Abb. 37: Begrenzerkennlinie

Wird der vorgegebene Stellgrößenbereich überschritten, begrenzt die nichtlineare Sättigungskennlinie die Stellgröße. Dadurch verschlechtert sich im Allgemeinen aber das dynamische Verhalten des nun nicht mehr linearen Regelkreises und der Regelkreis kann instabil werden.

Das unnötige Anwachsen der Reglerausgangsgröße wird als Wind- up- Effekt bezeichnet [14].

3.5.1.2 Anti- wind- up

In der Regelungstechnik kommen unterschiedliche Anti- wind- up- Mechanismen zum Einsatz. Die Aufgabe der einzelnen Mechanismen ist es, ein „Weglaufen“ des I- Anteils über den vorgegebenen Stellgrößenbereich zu vermeiden. In diesem Fahrermodell wird ein Anti- wind- up- Mechanismus verwendet, bei welchem im Übersteuerungsfall, das Ausmaß der Übersteuerung derart auf den Integrator rückgekoppelt wird, dass der PI- Regler wieder aus dem Sättigungsbereich gebracht werden kann.

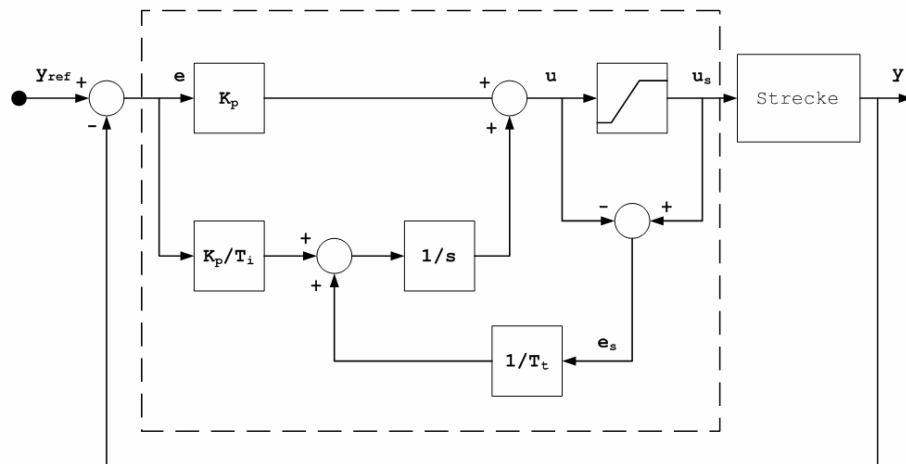


Abb. 38: Anti- wind- up- Mechanismus im Regelkreis

Wie im Regelplan in Abb. 38 zu sehen ist, erzeugt der Anti- wind- up ein weiteres Feedbacksignal e_s , welches wie folgt definiert ist (Gl. 30):

$$e_s = u_s - u \quad \text{Gl. 30}$$

T_t steht für eine Zeitkonstante, mit deren Kehrwert das Übersteuerungsfeedbacksignal e_s gewichtet wird. Dieses gewichtete Signal wird dem Integratoreingang beaufschlagt.

Als Faustregel gilt (Gl. 31):

$$T_t \leq T_i \quad \text{Gl. 31}$$

Unter Sättigungsbedingungen wird der Intergrator I der Regelung durch folgende Gleichungen beschrieben (Gl. 32):

$$I = \frac{K_c}{T_i} \int e(t) dt + \frac{1}{T_t} \int e_s(t) dt$$

$$I = \int \left(\frac{K_p}{T_i} e(t) + \frac{1}{T_t} e_s(t) \right) dt$$
Gl. 32

Aus der Beschaffenheit des Integranden wird ersichtlich, dass bei dieser Art des Anti-wind-up-Mechanismus eine rasche Regeneration aus der Sättigung ermöglicht wird.

Wenn keine Sättigungsprobleme auftreten gilt (Gl. 33):

$$u = u_s$$
Gl. 33

Stellen sich die Bedingungen in Gl. 33 ein, so wird $e_s = 0$ und der Effekt des Anti-wind-up-Mechanismus wird so lange aufgehoben, bis es wieder zu einer Sättigung kommt [15].

3.6 Zyklusmodell

Im Gesamtmodell des Fahrzeugs erfolgt die Vorgabe des Fahrzyklus über die Zykluskomponente (Abb. 39), in welcher unterschiedliche Fahrzyklen hinterlegt werden können. Das Modell besteht aus einer Zyklustabelle (`cycleTable`), wobei über den Konnektor (`vRef`) die aktuelle Referenzgeschwindigkeit an andere Modelle (z.B. Fahrer) weitergegeben wird.

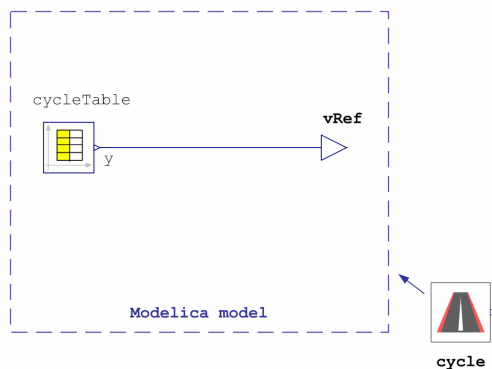


Abb. 39: Zyklusmodell in Modelica

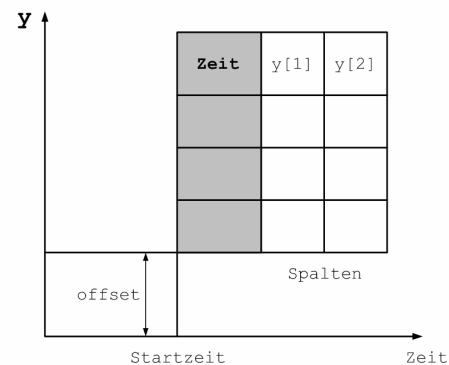


Abb. 40: Interpolationstabelle für Ausgangssignal

Die diskreten Zeit- und Funktionswerte sind in einer Matrixtabelle gespeichert: die erste Spalte der Tabelle beinhaltet die Zeitwerte, jede weitere Spalte ist für die Ablage von Geschwindigkeitswerten pro definierten Fahrzyklus vorgesehen (Abb. 40). Das Ausgangssignal (y) wird durch lineare Interpolation der hinterlegten Stützpunkte erzeugt. Ist mehr als ein Fahrzyklus definiert, kann über den Parameter „Spalten“ die Interpolation der gewünschten Spalte ausgewählt werden.

3.6.1 Auswahl der Fahrzyklen

Nach Fertigstellung und Testen des Zyklusmodells werden die Simulationsergebnisse verifiziert, indem sie mit Daten aus realen Fahrzyklen, das heißt mit Daten aus gemessenen Fahrzyklen oder mit Daten aus (Standard-) Verbrauchszyklen, verglichen werden.

Für den Vergleich eignen sich folgende Fahrzyklen:

- Messstreckenzyklus
- Vollastbeschleunigungszyklus
- UDC (Urban Driving Cycle)

3.6.2 Messstreckenzyklus

Das Geschwindigkeitsprofil für den Messstreckenzyklus wurde mit Hilfe eines GPS- Systems ermittelt. Durch die in Punkt 2.1.2 beschriebene Vermessung des Fahrzeugs konnte ein Geschwindigkeitsprofil ermittelt werden, welches als Zyklusvorgabe für die einzelnen Simulationsmodelle herangezogen werden soll und als Messstreckenzyklus für die Simulationsstudie dient.

Das erfasste und angepasste Geschwindigkeitsprofil des Messstreckenzyklus wird in Abb. 41 graphisch dargestellt.

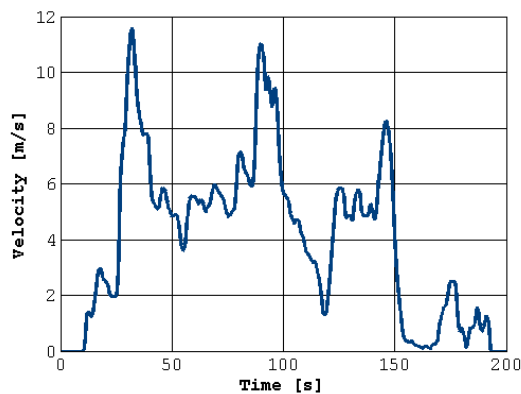


Abb. 41: Messstreckenzyklus

3.6.3 Vollastbeschleunigungszyklus

Dieser Zyklus beinhaltet eine Vollastbeschleunigung und wird in Abb 42 veranschaulicht. Nach einer Zeit von 5 s wird auf 40 km/h beschleunigt und die Geschwindigkeit für 40 s konstant beibehalten. Nach 45 s soll die Geschwindigkeit wieder auf 0 km/h reduziert werden.

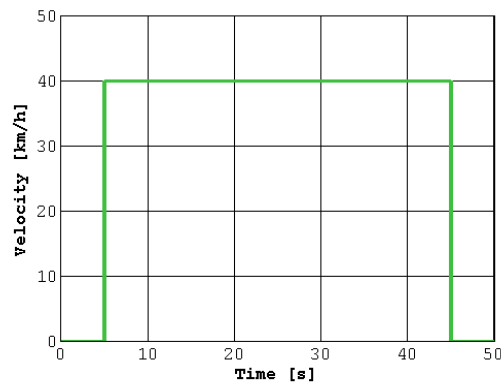


Abb. 42: Vollastbeschleunigungszyklus

3.6.4 UDC (Urban Driving Cycle)

Der UDC- Zyklus soll hier nur der Vollständigkeit halber erwähnt werden. Dieser Zyklus ist Bestandteil des NEDC- Zyklus (New European Driving Cycle), dem europäischen Standard- Verbrauchszyklus [8], und stellt einen Stadtzyklus dar. Der UDC wird per Definition viermal durchfahren, mit einer Geschwindigkeit von 15, 32, 40, und 50 km/h. Ebenso werden im UDC- Zyklus Stopp- Startanteile berücksichtigt. Graphisch wird der UDC- Zyklus in Abb. 43 dargestellt.

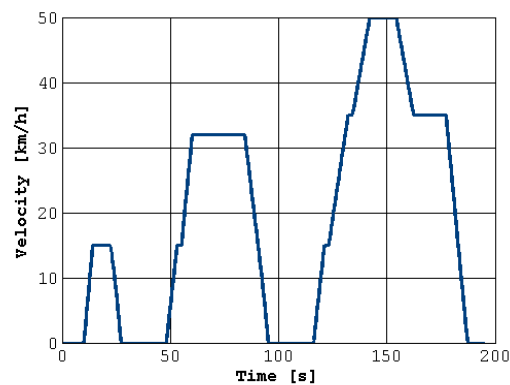


Abb. 43: UDC Testzyklus [8]

Gesammelte Erfahrungen im beruflichen Umfeld und verschiedene Literaturrecherchen bezüglich diverser Fahrzeugstudien zeigen, dass der UDC- Zyklus in der Simulation ein häufig verwendeter Zyklus ist. Im Rahmen dieser Simulationsstudie wird jedoch auf die Verwendung des UDC- Zyklus verzichtet, da für die Verifikation mittels Messstreckenzyklus und Vollastbeschleunigungszyklus genügend Referenzdaten zur Verfügung stehen.

3.7 Einstufiges Getriebe

Das Modelica Modell des einstufigen Getriebes (`transmission onegear`) wird physikalisch über das Übersetzungsverhältnis beschrieben. Wie in Abb. 44 graphisch dargestellt, erfolgt über Flansch A (`flange_a`) bzw. Flansch B (`flange_b`) die Kopplung an weitere Modelle (z.B. Motor, Kette, Kupplung, usw.).

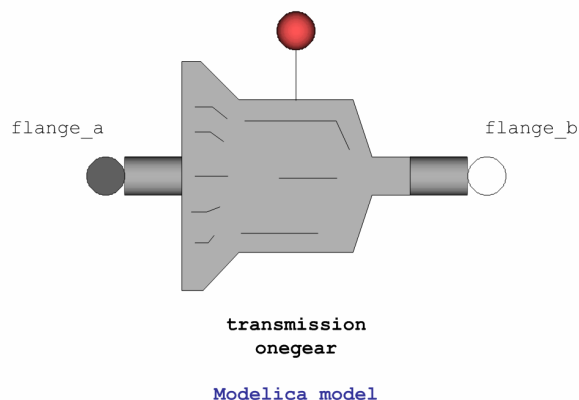


Abb. 44: Einstufiges Getriebe in Modelica

Das Übersetzungsverhältnis ergibt sich aus dem Verhältnis "Anzahl der Zähne des Abtriebsrads zu Anzahl der Zähne des Antriebsrads".

3.7.1 Allgemeine Beschreibung und Darstellung eines einstufigen Stirnradgetriebes

Ein einstufiges Getriebe setzt sich aus einem antreibenden Konstruktionselement (Antriebsrad) und einem angetriebenen Konstruktionselement (Abtriebsrad) zusammen. Die Größe der beiden Zahnräder definiert das Übersetzungsverhältnis i . Der Modul ist das Maß für die Zahnhöhe der Räder und muss in einem Getriebe für beide Zahnräder gleich groß sein. Das Übersetzungsverhältnis i (Gl. 34) kann über die Drehzahlen, über die Teilkreisdurchmesser oder, wie bereits erwähnt, über die Zähnezahl z der beiden Zahnräder berechnet werden [16].

$$i = \frac{n_{\text{Antrieb}}}{n_{\text{Abtrieb}}} = \frac{d_{\text{Abtrieb}}}{d_{\text{Antrieb}}} = \frac{z_{\text{Abtrieb}}}{z_{\text{Antrieb}}} \quad \text{Gl. 34}$$

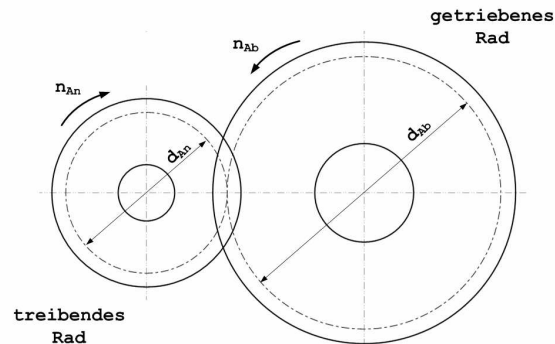


Abb. 45: Einstufiges Getriebe [17]

Bei dem in Abb. 45 dargestellten Getriebe mit allen relevanten Kenngrößen, rotiert das angetriebene Rad langsamer als das treibende Rad und stellt somit eine Übersetzung ins “Langsamere” dar. Mit anderen Worten ausgedrückt bewirkt ein Übersetzungsverhältnis von $i > 1$ die Übersetzung ins “Langsamere” und ein Übersetzungsverhältnis von $i < 1$ bewirkt die Übersetzung ins “Schnellere”.

3.7.2 Gleichungen des einstufigen Getriebes in Modelica

```
der(flange_a.phi)*i = der(flange_b.phi);
flange_a.tau + flange_b.tau*i = 0;
```

3.8 Kettenmodell

In diesem Modell werden die physikalischen Eigenschaften der Kette beschrieben. Wie in Abb. 46 graphisch dargestellt, erfolgt über Flansch A (flange_a) bzw. Flansch B (flange_b) die Kopplung an weitere Modelle (z.B. Bremsen, Getriebe, Kupplung, usw.). Der physikalische Aufbau der Kettenkomponente in Modelica erfolgt analog zum Modell des einstufigen Getriebes, welches bereits in Abschnitt 3.7 beschrieben worden ist.

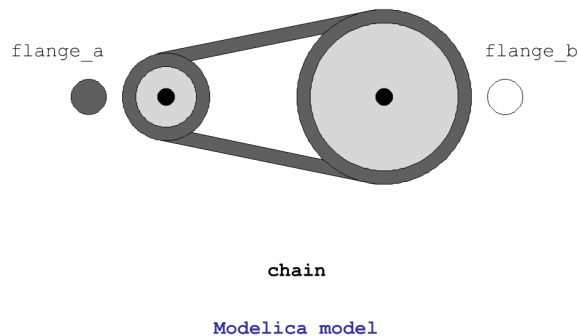


Abb. 46: Kettenmodell in Modelica

Das Übersetzungsverhältnis i im Kettenmodell kann über die Drehzahl n oder über die Anzahl der Zähne z berechnet werden (Gl. 35) [16].

$$i = \frac{n_{\text{Antrieb}}}{n_{\text{Abtrieb}}} = \frac{z_{\text{Abtrieb}}}{z_{\text{Antrieb}}} \quad \text{Gl. 35}$$

Im implementierten Simulationsmodell des Kettenantriebs wird das Übersetzungsverhältnis über die Anzahl der Zähne des Antriebsritzels und des anzutreibenden Rads festgelegt.

3.8.1 Gleichungen des Kettenmodells in Modelica

```
der(flange_a.phi)*i = der(flange_b.phi);
flange_a.tau + flange_b.tau*i = 0;
```


Tabellenwerten bestimmt. Es können somit unterschiedliche Drehmomentcharakteristika tabellarisch hinterlegt werden.

Typische Drehmomentverläufe in Abhängigkeit von der Motordrehzahl können in der Literatur gefunden werden (vgl. Kurvenverlauf τ_{Min} bzw. τ_{Max} in Abb. 49, [18, 19]). In der vorliegenden Arbeit werden deshalb Drehzahl- und Drehmomentwerte aus Literaturdaten entnommen, wobei mittels Interpolation ein stetiger Funktionsverlauf erzeugt wird.

In Abb. 49 erstreckt sich der dargestellte Drehzahlbereich zwischen 800 U/min und 3700 U/min. Die Abgrenzung erfolgt zwischen einem oberen Drehmomentverlauf (τ_{Max}) und einem unteren Drehmomentverlauf (τ_{Min}). Die Drehmomentgrenzen konnten durch Extrapolation der Vorgaben aus dem Datenblatt des Herstellers [4] erstellt werden. Das erzielte Drehmoment bewegt sich dabei stets innerhalb der Grenzen.

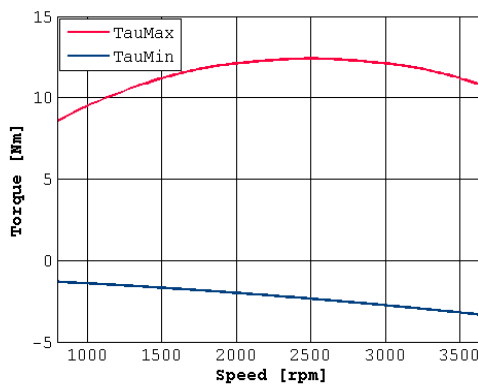


Abb. 49: Drehmomentverlauf

In Gl. 36 ist das Motordrehmoment (τ_{au}) des VKM- Modells formuliert:

$$\tau_{\text{au}} = \text{speedController.gasPedal} \cdot (\text{torqueMax} - \text{torqueMin}) + \text{torqueMin} \quad \text{Gl. 36}$$

Das Motordrehmoment hängt demnach von der Gaspedalstellung, sowie dem minimalen und dem maximalen Drehmoment ab.

Das aktuelle Motordrehmoment stellt sich in Abhängigkeit von der Gaspedalstellung am Wellenausgang ein und kann somit über Flansch B auf andere Komponenten (z.B. Kupplung, Getriebe) übertragen werden.

Darüber hinaus kann der Kraftstoffverbrauch im VKM- Modell ermittelt werden. Der Kraftstoffverbrauch hängt „direkt“ von der Gaspedalstellung bzw. vom Drehmoment und „indirekt“ von der Drehzahl ab (vgl. hierzu Datenblatt 2.1.1, „Verbrauch bei Dauerleistung“).

3.9.1 Darstellung des Motorkennfeldes für den Typ GX 200

Nach Fertigstellung des VKM- Modells wird das Motormodell den Herstellerdaten entsprechend parametrisiert. Aus den so gewonnenen Simulationsdaten kann ein Kennfeld der Verbrennungskraftmaschine erzeugt werden, welches in Abb. 50 graphisch dargestellt ist. In diesem Motorkennfeld wird der Verlauf des maximalen Motordrehmoments τ_{max} und das Profil des Wirkungsgrades η bei unterschiedlichen Drehzahlen veranschaulicht.

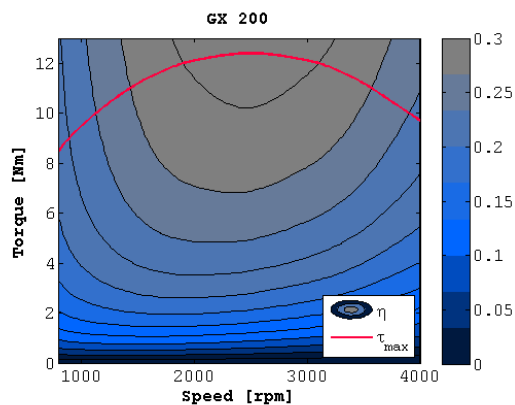


Abb. 50: Motorkennfeld der VKM im Simulationsmodell

Werden die spezifischen Eckdaten aus dem Datenblatt des Herstellers herangezogen (vgl. Abschnitt 2.1.1) so stimmen diese beim Vergleich mit den entsprechenden Ergebnissen aus dem generierten Motorkennfeld hinreichend genau überein. Dadurch kann eine realitätsnahe Simulation des VKM- Modells (des Motortyps „GX 200“) gewährleistet werden.

3.9.2 Beschreibung Geschwindigkeitsregler (speedController)

Der Geschwindigkeitsregler (`speedController`) dient im VKM- Modell als Gaspedalbegrenzung mit variablen Begrenzungsgrößen, welche sich proportional mit der Drehzahl ändern (vgl. Abb 51). Der Geschwindigkeitsregler ist mit zwei Input- Konnektoren ausgestattet, über welche die aktuelle Momentangeschwindigkeit (`speed`) und der Referenzwert für die Gaspedalstellung (`gasPedalRef`) zugeführt werden. Über den Output- Konnektor wird der an die Momentangeschwindigkeit angepasste Wert der Gaspedalstellung (`gasPedal`) ausgegeben. Für die Drehmomentvorgabe im Gesamtfahrzeugmodell ist dieses Ausgangssignal maßgeblich.

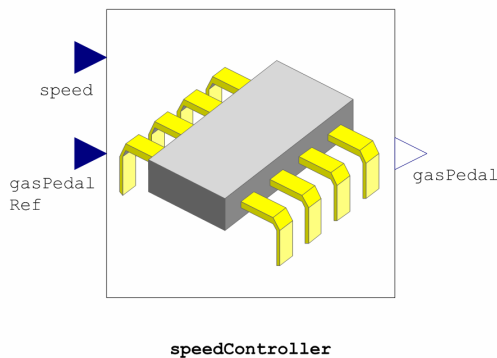


Abb. 51: Komponente in Modelica

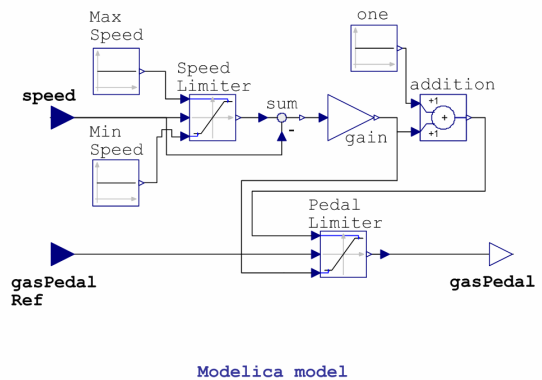


Abb. 52: Modellaufbau in Modelica

Der Modellaufbau des Geschwindigkeitsreglers wird in Abb. 52 graphisch dargestellt. Der Reglerausgang wird über einen Geschwindigkeitsbegrenzer (`SpeedLimiter`) und einen Gaspedalbegrenzer (`PedalLimiter`) definiert. Der Geschwindigkeitsbegrenzer, dessen Stellgrößenbereich über die maximale Geschwindigkeit (`MaxSpeed`) und die minimale Geschwindigkeit (`MinSpeed`) begrenzt ist, gibt den Stellgrößenbereich für den Gaspedalbegrenzer vor. Durch das Stellglied (`gain`) und das Ergänzungsglied (`addition`) werden die Unter- und Oberbegrenzung des Gaspedalbegrenzers über die Drehzahl des Motors definiert. Durch diese Regelung der Momentangeschwindigkeit und der Referenzgaspedalstellung mit proportional variablen Begrenzungsgrößen wird am Ausgangskonnektor die geregelte Gaspedalstellung ausgegeben.

3.10 Zweistufiges Getriebe

Im zweistufigen Getriebemodell (`transmission twogears`) wird das Automatik- Zweiganggetriebe physikalisch beschrieben. Die Komponente, dargestellt in Abb 53, wird – in Analogie zum einstufigen Getriebe – über die Flansche A (`flange_a`) bzw. B (`flange_b`) an übergeordnete Modelle gekoppelt. Aufgrund der Ausführung als Automatik- Zweiganggetriebe müssen im Modellaufbau weitere Funktionen berücksichtigt und zusätzliche Komponenten integriert werden.

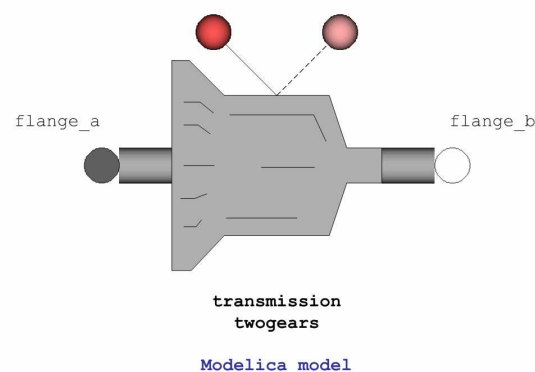


Abb. 53: Zweistufiges Getriebe in Modelica

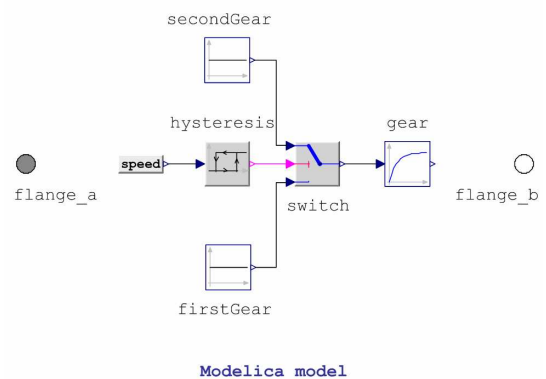


Abb. 54: Modellaufbau in Modelica

Der Modellaufbau des zweistufigen Getriebes ist in Abb. 54 graphisch dargestellt und beinhaltet neben den zwei Getriebestufen (`firstGear`, `secondGear`) die Hysterese Komponente (`hysteresis`), welche als Eingangssignal die in eine boolesche Größe transformierte Ist- Drehzahl (`speed`) benötigt und für die Definition des Schaltvorgangs erforderlich ist. Das Hystereseausgangssignal wird mit dem Konnektor des Schaltelements (`switch`) verbunden. In Abhängigkeit von den booleschen Bedingungen erfolgt die Positionierung der Schalterstellung zwischen der ersten oder der zweiten Stufe, das heißt, wird ein vorgegebener Schaltpunkt bzw. eine vorgegebene Geschwindigkeit erreicht, wird der Schalter entsprechend positioniert. Bevor das Ausgangssignal des Schaltelements (`switch`) zur Verfügung steht, wird es über ein Verzögerungsglied 1. Ordnung (`gear`) geglättet.

3.10.1 Gleichungen des zweistufigen Getriebe in Modelica

```
der(flange_a.phi)*i = der(flange_b.phi);  
flange_a.tau + flange_b.tau*i = 0;  
  
i = gear.y;
```

3.11 Elektrische Maschine

Für die Modellierung der elektrischen Maschine wurde ein Modell der SED-Library verwendet [7]. Wie in Abb. 55 dargestellt kann die Komponente über zwei Anschlusspins (`pin_p` und `pin_n`) mit elektrischer Spannung (z.B. von einer Batterie) versorgt werden. Dem Modell wird über den Input-Konnektor (`tauRef`) ein Referenzdrehmoment vorgegeben, die mechanische Kopplung an weitere Modelle (z.B. Kupplung, Getriebe) erfolgt über Flansch B (`flange_b`).

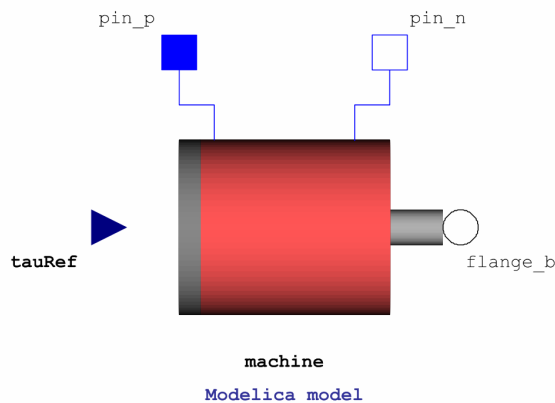


Abb. 55: Elektrische Maschine in Modelica

Die Wahl des elektrischen Maschinentyps aus der SED-Library wurde anhand der Anforderungen der Simulationsstudie getroffen. Der Elektromotor genügt den Anforderungen, wenn die Motorleistung (nach korrekter Auslegung) jener der in dieser Arbeit untersuchten VKM entspricht.

Für weiterführende Informationen bezüglich des Modellaufbaus im Detail möchte auf [7] verwiesen werden.

3.12 Batteriemodell

Wie das Modell der elektrischen Maschine wurde die Batteriekomponente aus der SED- Library [7] übernommen und wird als Paket mit mehreren Zellen beschrieben. Es handelt sich um eine Batterie mit serielltem Innenwiderstand unter der Berücksichtigung des Lade- und Entladezustands. Die Komponente wird über den Pluspol (`pin_p`) und dem Minuspol (`pin_n`) mit einem Modell eines Verbrauchers verbunden (z.B. elektrische Maschine) und ist in Abb. 56 graphisch dargestellt.

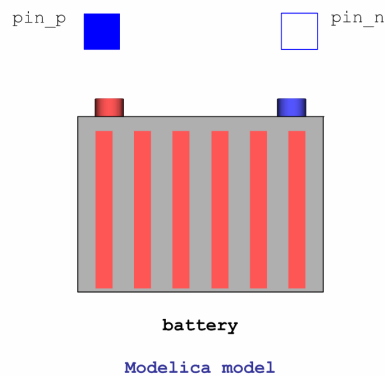


Abb. 56: Batteriemodell in Modelica

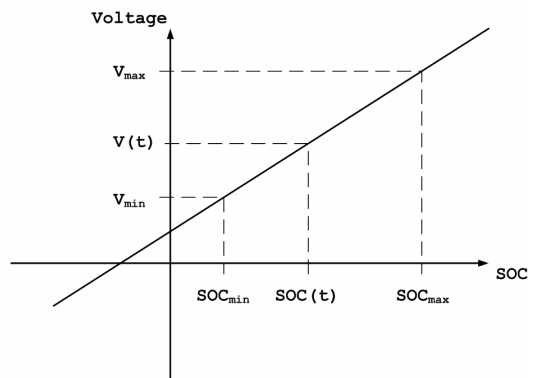


Abb. 57: Beziehung zwischen der Zellenspannung und dem SOC

Dieses Batteriemodell setzt sich aus einem Kondensator und einem konstanten Innenwiderstand zusammen. Zusätzlich ist für die Berechnung der auftretenden Widerstände und Verluste der Batterie, der Ladezustand (SOC) im Modell implementiert.

Ist eine Zelle vollständig geladen und hat damit den maximalen Ladezustand (SOC_{max}) erreicht, ist die Ausgangsspannung dieser Zelle die maximale Zellspannung (V_{max}). Ist eine Zelle entladen und hat den minimalen Ladezustand (SOC_{min}), ist die Ausgangsspannung dieser Zelle die minimale Zellspannung (V_{min}). Die Funktion in Abb. 57 beschreibt die Beziehung der beiden Größen.

Demzufolge ist jede momentane Ausgangsspannung der Batterie mit dem momentanen Ladezustand assoziiert, d.h. je nach Ladezustand und Wert der Spannung wird mehr oder weniger Energie auf den Verbraucher übertragen.

Für weiterführende Informationen bezüglich des Modellaufbaus im Detail möchte auf [7] verwiesen werden.

3.13 Strategiemodell

Diese Komponente wird ausschließlich bei einem Modell mit integriertem Elektroantrieb eingesetzt. Das Strategiemodell wandelt die Vorgaben des Fahrermodells in die notwendigen Soll-Vorgaben für die elektrische Maschine um. Die Komponente wird in Abb. 58 graphisch dargestellt.

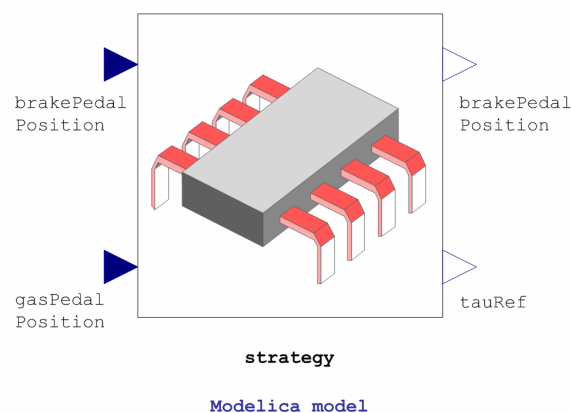


Abb. 58: Strategiemodell in Modelica

Dem Strategiemodell werden über die zwei Input-Konnektoren die Gaspedalstellung (`gasPedalPosition`) bzw. die Bremspedalstellung (`brakePedalPosition`) vorgegeben. Das Modell gibt in weiterer Folge über den Output-Konnektor die aktuelle Bremspedalstellung (`brakePedalPosition`) an das Bremsenmodell weiter. Außerdem wird das Input-Signal der Gaspedalstellung umgewandelt, sodass am Output-Konnektor über die Stellung des Gaspedals das Antriebsmoment (`tauRef`) ausgegeben wird.

4. Simulation des Referenzfahrzeugs

Für die Darstellung der vermessenen Ergebnisse und die aus den Datenblättern erhaltenen, bzw. aus der Literatur recherchierten Eigenschaften der modellierten Komponenten, werden die Komponenten in ein gemeinsames Modell eingebaut. Durch die Simulation des Referenzmodells soll ein Vergleich mit den vermessenen Daten erfolgen, um die Funktion des Modells zu verifizieren.

Die aus der Simulation gewonnenen Ergebnisse sollen in weiterer Folge als Referenz für die Simulation des Fahrzeugs mit elektrischem Antrieb und der unterschiedlichen Getriebestufen verwendet werden. Der Vergleich der unterschiedlichen Konzepte der Simulationsstudie soll veranschaulicht werden.

4.1 Beschreibung des Referenzfahrzeugs in Modelica

Die Integration der Komponenten erfolgt, wie in Abb. 59 dargestellt, über die Kopplung von Konnektoren und Flanschen.

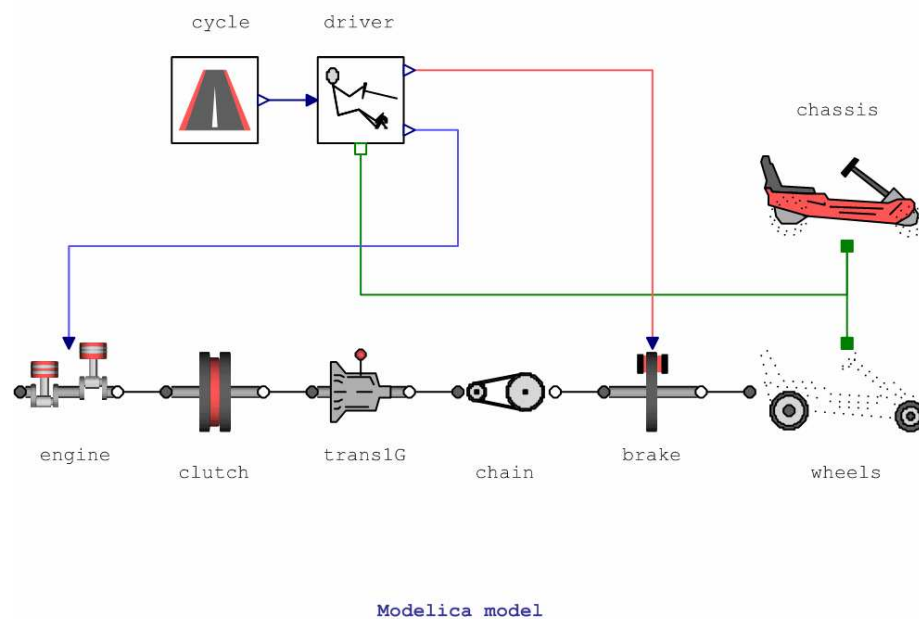


Abb. 59: Modell des Referenzfahrzeugs in Modelica

Das Modell des Referenzfahrzeugs beinhaltet die Zykluskomponente (*cycle*), die dem Fahrer (*driver*) eine Referenzgeschwindigkeit vorgibt und dem Gesamtmodell, wie in 3.6.1 beschrieben, einen bestimmten Fahrzyklus bereitstellt. Die Fahrerkomponente ist zusätzlich über einen Flansch mit dem Chassis (*chassis*) verbunden, das der Fahrerkomponente die aktuelle Geschwindigkeit des Gesamtfahrzeugs angibt. Die zwei Konnektoren am Ausgang geben Signale für die Gaspedal- und Bremspedalstellung aus und sind mit der VKM (*engine*), sowie der Bremse (*brake*) gekoppelt. Durch den Modellaufbau des VKM- Modells wird über die Gaspedalstellung das Antriebsmoment definiert. Je nach Zyklusvorgabe wird so durch die Pedalstellungen in der Fahrerkomponente, über die Verbrennungskraftmaschine beschleunigt, und über das Bremsmodell gebremst. Das einstufige Getriebe (*trans1G*) ist über die Kupplungskomponente (*clutch*) mit dem VKM- Modell verbunden. Die Komponente des einstufigen Getriebes überträgt das am VKM- Wellenausgang anstehende Drehmoment über die Komponente der Kette (*chain*) auf die Hinterachse des Reifenmodells (*wheels*). Die Reifenkomponente ist zusätzlich über einen Flansch mit dem Chassismodell gekoppelt, welches die auftretenden Fahrwiderstände des Gesamtfahrzeugs berücksichtigt.

Durch diesen Aufbau des Referenzmodells kann nach Eingabe der Parameter der Komponenten die Simulation durchgeführt werden.

4.2 Parametrisierung der Komponenten des Referenzfahrzeugs

Nach Anordnung der einzelnen Komponenten im Modell des Referenzfahrzeugs und der passenden Verknüpfung zueinander, müssen diese parametrisiert werden.

Bei der Modellierung der Komponenten wurde darauf geachtet, dass die veränderlichen Parameter, je nach Spezifikation oder Anforderung, auch geändert werden können. Das heißt diese müssen vor der Simulation für die jeweilige Komponente eingegeben werden. In Tabelle 4 sind die Parameter für das Referenzfahrzeug angegeben.

Bremse (brake)		
Bezeichnung	Wert	Einheit
Außenradius der Bremsscheibe r_2	0,15	[m]
Innenradius der Bremsscheibe r_1	0,10	[m]
Anzahl der Bremsangriffsflächen n	2	[-]
Reibungskoeffizient μ	0,3	[1]
Maximale Anpresskraft f_{Max}	1000	[N]
VKM (engine)		
Bezeichnung	Wert	Einheit
Leerlaufdrehzahl	600	[U/min]
Maximaldrehzahl	4000	[U/min]
Netto-Leistung	4,1/ 3600	[kW]/ [U/min]
Max. Dauerleistung	3,7/ 3600	[kW]/ [U/min]
Max. Netto-Drehmoment	12.4/ 2500	[Nm]/ [U/min]
Kupplung (clutch)		
Bezeichnung	Wert	Einheit
Reibmoment $\tau_{Friction1}$	25	[Nm]
Fahrer (driver)		
Bezeichnung	Wert	Einheit
Integratorzeitkonstante T_i	0,5	[s]
Aktuatorzeitkonstante T_t	0,1	[s]
Chassis (chassis)		
Bezeichnung	Wert	Einheit
Fahrzeugmasse m_{Fz}	100	[kg]
Fahrermasse m_F	70	[kg]
Fahrzeugquerschnitt A	0,32	[m ²]
Luftwiderstandsbeiwert c_w	0,36	[-]
Rollwiderstandsbeiwert c_r	0,013	[-]
Luftdichte ρ_L	1,188	[kg/m ³]
Reifen (wheels)		
Bezeichnung	Wert	Einheit
Reifenradius hinten r_{Rear}	2x 0,138	[m]
Reifenradius vorne r_{Front}	2x 0,132	[m]

Einstufiges Getriebe (trans1G)		
<i>Bezeichnung</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
Übersetzungsverhältnis i	14/28	[-]
Kette (chain)		
<i>Bezeichnung</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
Übersetzungsverhältnis i	13/33	[-]

Tabelle 4: Parameter Referenzmodell

Die Parameter für das Referenzfahrzeug entsprechen den aus der Literatur (Datenblatt) [4] entnommenen Daten und den vom Mechaniker Team der Daytona Kartsporthalle bereitgestellten Informationen bezüglich der mechanischen Komponenten.

4.3 Darstellung der Simulationsergebnisse des Referenzmodells

Für die Darstellung der Simulationsergebnisse wird das Modell unter Vorgabe des Messstreckenzyklus simuliert. Bevor die Simulation gestartet wird, müssen die einzelnen Komponenten mit den in Tabelle 4 aufgelisteten Parametern befüllt werden. In Abb. 60 wird das simulierte Geschwindigkeitsprofil des Referenzmodells (v_R) mit konventionellem Antrieb (VKM), dem Profil der Messstrecke (v_{Ref}) gegenübergestellt und die Geschwindigkeitsdifferenz ($diff$) über den gesamten Zyklus dargestellt. Aus der Abbildung ist beim Beschleunigungsvorgang nach 25 s eine maximale Abweichung von $6,8 \text{ km/h}$ in den Geschwindigkeitsprofilen erkennbar. Für den überwiegenden Teil des Zyklus stimmen die beiden Profile hinreichend gut überein bzw. es kommt nur zu geringfügigen Abweichungen.

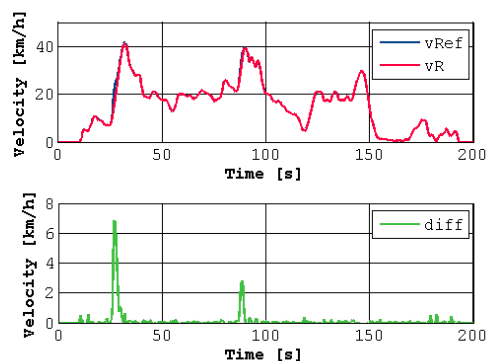


Abb. 60: Vergleich v_{Ref} mit v_R mit Geschwindigkeitsabweichung

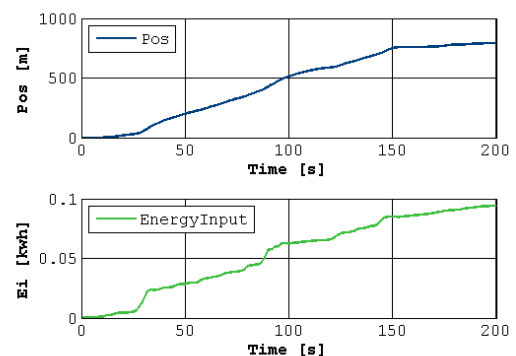


Abb. 61: Zurückgelegter Weg und aufgewandte Energie über Messstreckenzyklus

Für die in weiterer Folge durchgeführte Simulation des Elektrofahrzeugs wird die zuvor genannte maximale Geschwindigkeitsabweichung ($6,8 \text{ km/h}$) im Beschleunigungsvorgang als Gütekriterium festgelegt. Das heißt, bei der Simulation des Elektrofahrzeugs muss dieses Kriterium erfüllt werden.

Nach einem Durchlauf des Messstreckenzyklus (Dauer 200 s) kann der zurückgelegte Weg (Pos) mit $788,88 \text{ m}$ beziffert werden. Der Energieaufwand ($EnergyInput$) beträgt dabei $0,0941 \text{ kWh}$. Die graphische

Darstellung des zurückgelegten Wegs und der aufgewandten Energie ist in Abb. 61 ersichtlich.

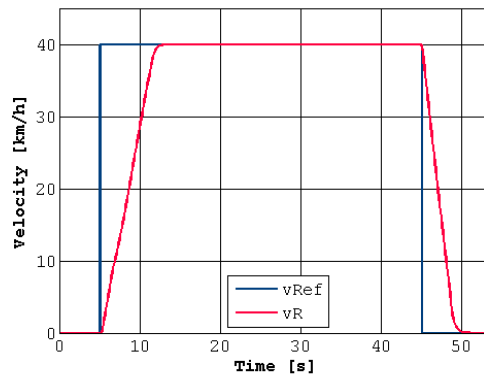


Abb. 62: Vergleich v_{Ref} und v_R im Vollastbeschleunigungszyklus

Für die Ermittlung der Beschleunigungszeit wird das Referenzmodell im Vollastbeschleunigungszyklus simuliert und das Geschwindigkeitsprofil des vorgegebenen Zyklus (v_{Ref}), dem Geschwindigkeitsprofil der Simulation (v_R) gegenübergestellt (siehe Abb. 62). Nach Definition des Vollastbeschleunigungszyklus wird das Referenzfahrzeug nach einer Zeit von 5 s beschleunigt. Nach einer Zeit von 13,9 s hat das Fahrzeug 40 km/h erreicht. Mit Hilfe der Simulation konnte eruiert werden, dass das Referenzfahrzeug in einer Zeit von 8,9 s von 0 auf 40 km/h beschleunigt. Infolge wird die Simulation, entsprechend der angeführten Beschreibung in Punkt 3.6.3 *Vollastbeschleunigungszyklus*, vollzogen.

5. Simulation des Fahrzeugs mit Elektroantrieb

Nachdem das Referenzmodell aufgebaut und die Simulation durchgeführt wurde soll das Modell mit dem konventionellen Antrieb auf ein Modell mit Elektroantrieb umgebaut werden. Im ersten Schritt wird im Modell die Verbrennungskraftmaschine durch die elektrische Maschine ersetzt. Die weiteren Komponenten des Antriebsstrangs werden übernommen, um nach der Simulation einen direkten Vergleich der beiden Antriebsmethoden darstellen zu können. Im zweiten Schritt wird im Modell mit Elektroantrieb die Getriebeeinheit durch ein zweistufiges Getriebe mit Zwei- Gang- Automatikschaltfunktion ersetzt. Nach der Simulation des Elektrofahrzeugs mit den unterschiedlichen Getriebekonzepten werden die Ergebnisse ausgewertet. Zu beachten ist, dass sich die Geschwindigkeitsabweichung im Messstreckenzyklus im Toleranzbereich (Gütekriterium) bewegt.

Weiters sollen durch die Variation der Übersetzungsverhältnisse im zweistufigen Getriebe und der Variation des maximal zulässigen Drehmoments in der elektrischen Maschine, die Auswirkungen auf den Energieaufwand und die Beschleunigung aufgezeigt werden.

5.1 Beschreibung des Fahrzeugmodells mit Elektroantrieb in Modelica

Für die Modellierung des Elektrofahrzeugs wird das Modell des Referenzfahrzeugs herangezogen und das VKM- Modell durch die Komponente der elektrischen Maschine (*machine*) als Antrieb ersetzt. Der Kraftschluss erfolgt direkt über das Getriebe. Somit wird das Kupplungsmodell nicht mehr benötigt und die Komponente der elektrischen Maschine wird an das Modell des einstufigen Getriebes (*trans1G*) gekoppelt. Für die Stromversorgung des Motors muss im Fahrzeugmodell die Batterie (*battery*) als Energiespeicher miteinbezogen werden. Zusätzlich muss für die Bereitstellung des Antriebsmoments das Strategiemodell (*strategy*) integriert werden. Im Gegensatz zum VKM- Modell wird bei der

elektrischen Maschine das Antriebsmoment vom Input- Konnektor bezogen, weshalb die Kopplung eines Strategiemodells zwischen Fahrermodell (driver) und elektrischer Maschine notwendig ist.

Das umgebaute Modell des Elektrofahrzeugs mit einstufigem Getriebe wird in Abb. 63 graphisch dargestellt und kann in diesem Modellaufbau für die Simulation verwendet werden.

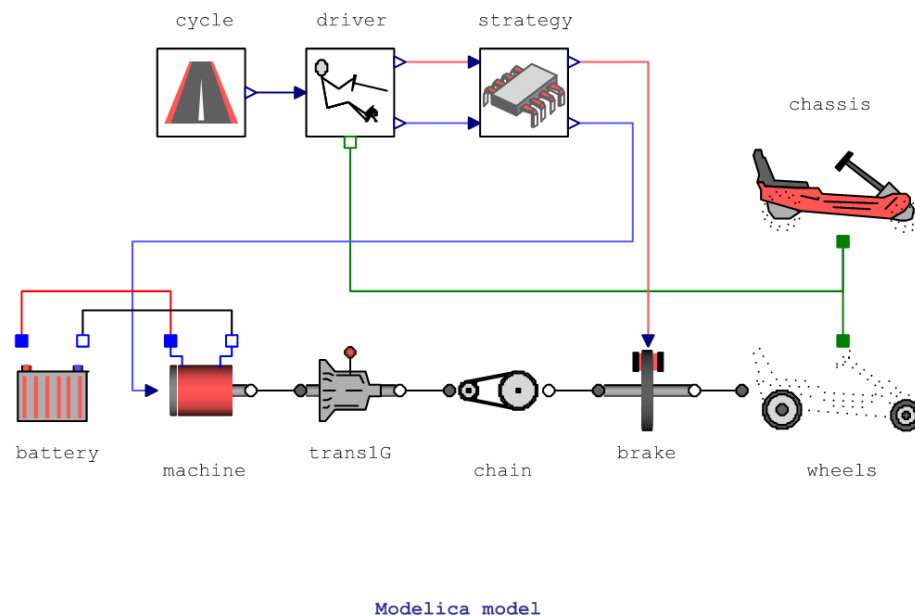


Abb. 63: Modell des Elektrofahrzeugs mit einstufigem Getriebe in Modelica

Für die Modellierung des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe wird die Komponente des einstufigen Getriebes durch die Komponente des zweistufigen Getriebes ersetzt. Der Modellaufbau wird in Abb. 64 graphisch dargestellt.

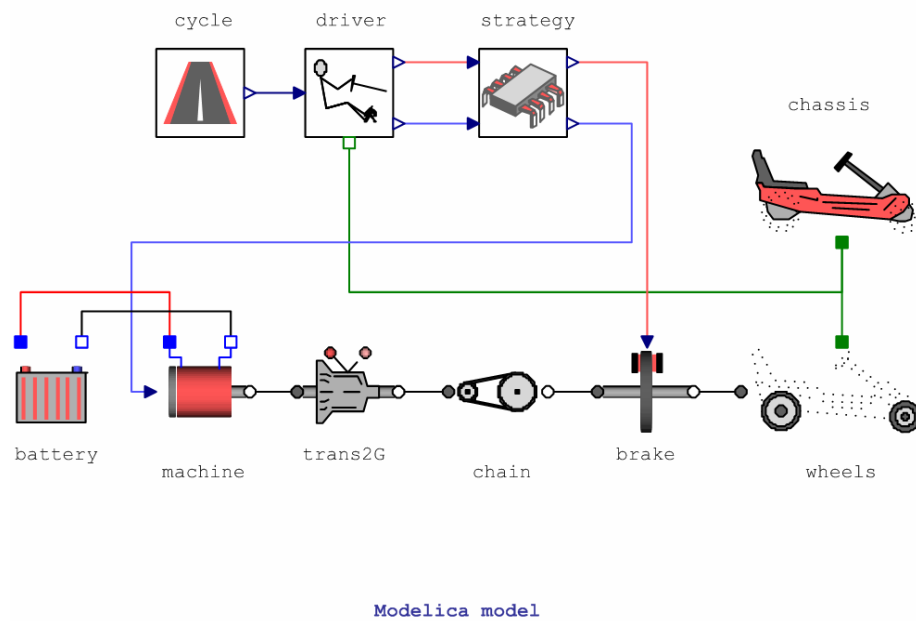


Abb. 64: Modell des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe in Modelica

5.2 Parametrisierung der Komponenten des Elektrofahrzeugs

Um die Simulation durchführen zu können, müssen die zusätzlich integrierten elektrischen Komponenten parametrisiert werden. Für die Komponenten, die aus dem Modell des Referenzfahrzeugs übernommen wurden, bleiben die Parameter unverändert (siehe Tabelle 4).

Um die Simulationsergebnisse der unterschiedlichen Fahrzeugmodelle in Relation zu bringen, muss die elektrische Maschine so ausgelegt werden, dass die Motorleistung äquivalent zur Leistung der VKM ist. Der Elektromotor hat bei einem maximalen Drehmoment von 11 Nm eine Nettoleistung von $4,1 \text{ kW}$ und entspricht somit den Leistungsdaten der VKM. Die Parameter für das Modell der elektrischen Maschine werden in der nachstehenden Tabelle 5 angegeben.

Elektrische Maschine (machine)		
Bezeichnung	Wert	Einheit
Netto-Leistung	4,1	[kW]
Max. Netto-Drehmoment	11	[Nm]

Tabelle 5: Parameter der elektrischen Maschine im Modelicamodell

Das Batteriemodell wurde aus der SED- Library übernommen und ist seiner Parametrisierung entsprechend für eine Reichweite von 30 km ausgelegt. Das heißt, dass sich der Ladezustand der Batterie für die Dauer des Simulationszyklus stets im zulässigen SOC- Bereich befindet und die Batterieverluste vernachlässigt werden können.

Für das in der Simulation des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe integrierte Getriebemodell müssen weitere Parametervorgaben berücksichtigt werden. Durch die erweiterte Zweigang- Schaltfunktion müssen die Übersetzungsverhältnisse i_1 und i_2 der beiden Schaltgänge und der Schaltpunkt durch die entsprechende Drehzahl n_s vorgegeben werden. Die für die Simulation substantiell benötigten Parameterangaben des zweistufigen Getriebes werden in der nachstehenden Tabelle 6 angegeben.

Zweistufiges Getriebe (trans2G)		
Bezeichnung	Wert	Einheit
Übersetzungsverhältnis i_1	10/32	[-]
Übersetzungsverhältnis i_2	14/28	[-]
Schaltdrehzahl n_s	1220	[U/min]

Tabelle 6: Parameter des zweistufigen Getriebes im Modelicamodell

5.3 Darstellung der Simulationsergebnisse des Elektrofahrzeugs mit einstufigem Getriebe

Nach der Parametrisierung der zusätzlich eingebauten elektrischen Komponenten im Fahrzeugmodell kann die Simulation durchgeführt werden. Wie in Abb. 65 graphisch dargestellt, wird das simulierte Geschwindigkeitsprofil (v_{E1}) dem Messstreckengeschwindigkeitsprofil (v_{Ref}) gegenübergestellt und die Geschwindigkeitsabweichung ($diff$) identifiziert. Durch die Gegenüberstellung der Geschwindigkeitsprofile wird ermittelt, ob die Geschwindigkeitsabweichung im Toleranzbereich (Gütekriterium) liegt. Über den Verlauf des Messstreckenzyklus ergibt sich für das Elektrofahrzeug mit einstufigem Getriebe bei 26 s eine maximale Geschwindigkeitsabweichung von 5,1 km/h.

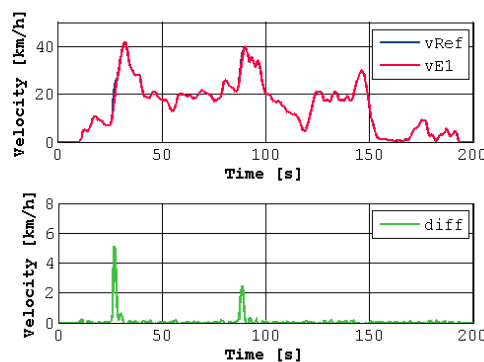


Abb. 65: Vergleich v_{Ref} mit v_{E1} mit Geschwindigkeitsabweichung

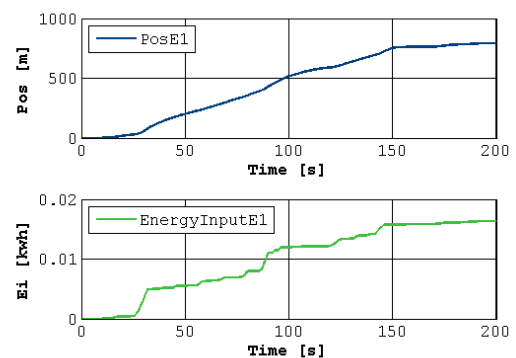


Abb. 66: Zurückgelegter Weg und aufgewandte Energie über Messstreckenzyklus

Nach einem Durchlauf des Messstreckenzyklus beträgt der zurückgelegte Weg (Pos_{E1}) 790,73 m und der Energieaufwand ($EnergyInput_{E1}$) wird mit 0,01628 kWh beziffert. Die Auswertungen des zurückgelegten Wegs und der aufgewandten Energie werden in Abb. 66 graphisch dargestellt.

Die Ermittlung der Beschleunigungszeit erfolgt auf die selbe Weise wie bei der Simulation des Referenzmodells im Vollastbeschleunigungszyklus. Das Geschwindigkeitsprofil des vorgegebenen Zyklus (v_{Ref}) wird dem Zyklus der Simulation (v_{E1}) gegenübergestellt. Das Elektrofahrzeug mit einstufigem Getriebe hat nach einer Zeit von 12,1 s eine Geschwindigkeit von 40 km/h

erreicht und beschleunigt somit in 7,1 s von 0 auf 40 km/h. Die Auswertung der Beschleunigungszeit des Elektrofahrzeugs mit einstufigem Getriebe ist in Abb. 67 graphisch dargestellt.

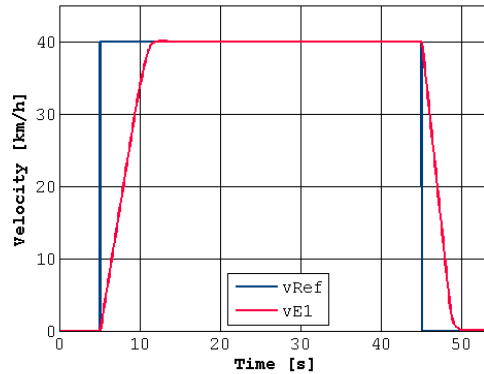


Abb. 67: Vergleich v_{Ref} und v_{E1} im Vollastbeschleunigungszyklus

5.4 Darstellung der Simulationsergebnisse des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe

Auf Basis der zuvor bewerkstelligten Simulation des Elektrofahrzeugs mit einstufigem Getriebe erfolgt nun die Simulation des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe. In Abb. 68 wird das simulierte Geschwindigkeitsprofil (v_{E2}) dem Messstreckengeschwindigkeitsprofil (v_{Ref}) gegenübergestellt und die Geschwindigkeitsdifferenz ($diff$) eruiert.

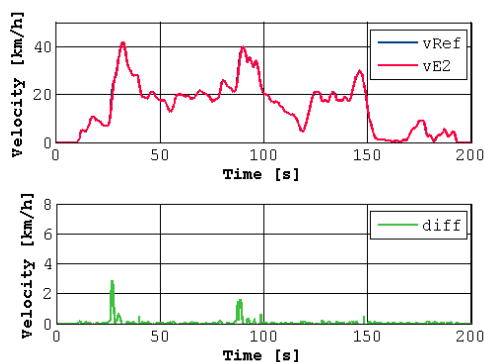


Abb. 68: Vergleich v_{Ref} mit v_{E2} mit Geschwindigkeitsabweichung

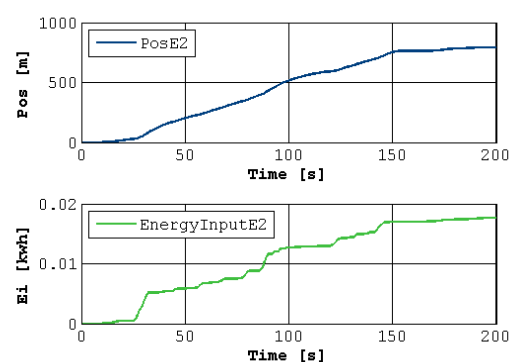


Abb. 69: Zurückgelegter Weg und aufgewandte Energie über Messstreckenzyklus

Über den Verlauf des Messstreckenzyklus resultiert nach 27 s eine maximale Geschwindigkeitsabweichung von $2,85 \text{ km/h}$. Nach einem Durchlauf des Messstreckenzyklus wird der zurückgelegte Weg (PosE2) des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe mit $792,417 \text{ m}$ beziffert. Dabei beträgt die aufgewandte Energie (EnergyInputE2) $0,0175 \text{ kWh}$. Die Auswertung der beiden Ergebnisse wird in Abb. 69 graphisch dargestellt.

Nach Art der zuvor in Punkt 5.3 beschriebenen Methode zur Untersuchung der Beschleunigungszeit, wird auch für das Elektrofahrzeug mit zweistufigem Getriebe, die Simulation im Vollastbeschleunigungszyklus als Vergleichsbasis herangezogen. In Abb. 70 wird das Geschwindigkeitsprofil des vorgegebenen Zyklus (v_{Ref}), dem Zyklus der Simulation des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe (v_{E2}) gegenübergestellt.

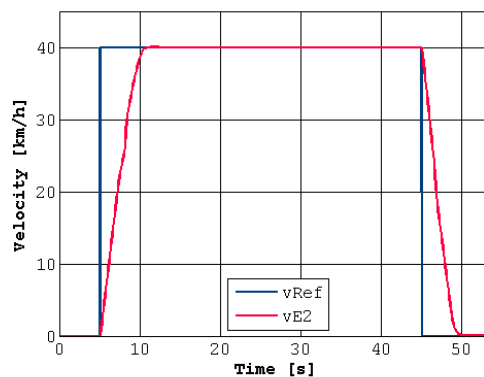


Abb. 70: Vergleich v_{Ref} und v_{E2} im Vollastbeschleunigungszyklus

Das Elektrofahrzeug mit zweistufigem Getriebe hat nach einer Zeit von $11,1 \text{ s}$ eine Geschwindigkeit von 40 km/h erreicht und beschleunigt somit in $6,1 \text{ s}$ von 0 auf 40 km/h . Im Geschwindigkeitsprofil des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe kann in Abb. 70 infolge des Schaltvorgangs eine Unstetigkeit während der Beschleunigungsphase beobachtet werden.

6. Diskussion der Simulationsergebnisse

Nach durchgeführter Simulation der einzelnen Varianten werden diese im Vergleich des Energieaufwands und der Fahrzeugperformance (Beschleunigungszeit) gegenübergestellt.

Anhand der gewonnenen Simulationsergebnisse des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe, soll durch unterschiedliche Varianten der Übersetzungsverhältnisse im ersten Gang i_1 ein eventuelles Optimierungspotenzial aufgezeigt werden.

6.1 Vergleich des Energieaufwands und der Fahrzeugperformance

Für die Veranschaulichung des Energieaufwands wird der Verbrauch auf eine Strecke von 100 km herangezogen, wobei für die Modelle des Elektrofahrzeugs der SOC der Batterie nicht berücksichtigt werden muss und die gewonnenen Ergebnisse aus dem Messstreckenzyklus auf 100 km extrapoliert worden sind. Die daraus resultierenden Verbrauchswerte des Energieaufwands E_i und die gewonnenen Ergebnisse der Fahrzeugperformance (Beschleunigungszeit t_a) im Vollastbeschleunigungszyklus des Referenzfahrzeugs, des Elektrofahrzeugs mit einstufigem Getriebe (E1) und dem Elektrofahrzeug mit zweistufigem Getriebe (E2), sind in Tabelle 7 gegenübergestellt.

Fahrzeug	E_i [kWh/100km]	t_a [s] 0- 40km/h
Referenzfahrzeug	11,937	8,9
Elektrofahrzeug E1	2,059	7,1
Elektrofahrzeug E2	2,212	6,1

Tabelle 7: Vergleich des Energieaufwands und der Fahrzeugperformance

Anhand der Gegenüberstellung wird verdeutlicht, dass das Elektrofahrzeug mit einstufigem Getriebe, im Vergleich zum Elektrofahrzeug mit zweistufigem Getriebe, einen geringeren Energieaufwand aufweist. Allerdings kann durch

den Einsatz des zweistufigen Getriebes die Fahrzeugperformance gesteigert werden. Verglichen mit den beiden Varianten des Elektrofahrzeugs zeigt das Referenzfahrzeug mit VKM bei deutlich geringerer Fahrzeugperformance einen nahezu sechsmal höheren Energieaufwand auf.

6.2 Variation der Übersetzungsverhältnisse im zweistufigen Getriebe

Basierend auf der durchgeführten Simulation des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe soll durch Variation der Übersetzungsverhältnisse im ersten Gang i_1 ein mögliches Optimierungspotenzial aufgezeigt werden. Darüber hinaus soll der Einfluss des maximalen Drehmoments τ_{\max} auf die Beschleunigungszeit t_a und dem Energieaufwand E_i , unter der Berücksichtigung der Geschwindigkeitsabweichung diff , veranschaulicht werden. In der Untersuchung werden für die unterschiedlichen Varianten im Modelica-Modell die Parameter für den Simulationsdurchlauf angepasst. Die aus der Simulation gewonnenen Daten werden in den nachstehenden Tabellen 8 bis 15 abgebildet. Die in den Tabellen fett gedruckten Zahlenwerte repräsentieren jene aus den Variationsrechnungen gefundenen Optima in Bezug auf bestmögliche Energieeffizienz.

	$\tau_{\max} 7 \text{ [Nm]}$		
$i_1 \text{ [-]}$	$E_i \text{ [kWh/100km]}$	diff. [km/h]	$t_a \text{ [s] 0- 40km/h}$
8/32	2,263	9,971	9,1
9/32	2,188	6,574	8,9
10/32	2,122	6,244	8,9
11/32	2,070	6,537	9,0
12/32	2,036	6,838	9,2
13/32	2,014	7,168	9,5
14/32	1,999	10,788	9,8

Tabelle 8: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei τ_{\max} gleich 7 Nm

	<i>tauMax 8 [Nm]</i>		
<i>i₁ [-]</i>	<i>E_i [kWh/100km]</i>	<i>diff. [km/h]</i>	<i>t_a [s] 0- 40km/h</i>
8/32	2,314	7,108	8,0
9/32	2,221	5,046	7,8
10/32	2,155	5,350	7,8
11/32	2,098	5,670	7,9
12/32	2,064	5,993	8,1
13/32	2,046	6,310	8,3
14/32	2,033	6,614	8,6

Tabelle 9: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei *tauMax* gleich 8 Nm

	<i>tauMax 9 [Nm]</i>		
<i>i₁ [-]</i>	<i>E_i [kWh/100km]</i>	<i>diff. [km/h]</i>	<i>t_a [s] 0- 40km/h</i>
8/32	2,373	5,751	7,2
9/32	2,271	4,186	7,0
10/32	2,187	4,485	7,0
11/32	2,125	4,832	7,1
12/32	2,085	5,183	7,2
13/32	2,065	5,526	7,5
14/32	2,056	5,857	7,7

Tabelle 10: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei *tauMax* gleich 9 Nm

	<i>tauMax 10 [Nm]</i>		
<i>i₁ [-]</i>	<i>E_i [kWh/100km]</i>	<i>diff. [km/h]</i>	<i>t_a [s] 0- 40km/h</i>
8/32	2,222	4,635	6,6
9/32	2,298	3,429	6,5
10/32	2,208	3,646	6,5
11/32	2,141	4,019	6,5
12/32	2,097	4,395	6,7
13/32	2,075	4,765	6,9
14/32	2,066	5,122	7,1

Tabelle 11: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei *tauMax* gleich 10 Nm

	<i>tauMax 11 [Nm]</i>		
<i>i₁ [-]</i>	<i>E_i [kWh/100km]</i>	<i>diff. [km/h]</i>	<i>t_a [s] 0- 40km/h</i>
8/32	2,447	3,802	6,3
9/32	2,310	2,782	6,1
10/32	2,214	2,848	6,1
11/32	2,144	3,233	6,1
12/32	2,098	3,631	6,3
13/32	2,073	4,025	6,4
14/32	2,065	4,406	6,6

Tabelle 12: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei *tauMax* gleich 11 Nm

	<i>tauMax 12 [Nm]</i>		
<i>i₁ [-]</i>	<i>E_i [kWh/100km]</i>	<i>diff. [km/h]</i>	<i>t_a [s] 0- 40km/h</i>
8/32	2,462	3,101	6,1
9/32	2,316	2,238	5,9
10/32	2,214	2,282	5,9
11/32	2,142	2,530	5,9
12/32	2,095	2,899	6,0
13/32	2,069	3,307	6,2
14/32	2,058	3,709	6,4

Tabelle 13: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei *tauMax* gleich 12 Nm

	<i>tauMax 13 [Nm]</i>		
<i>i₁ [-]</i>	<i>E_i [kWh/100km]</i>	<i>diff. [km/h]</i>	<i>t_a [s] 0- 40km/h</i>
8/32	2,475	2,541	5,9
9/32	2,321	1,733	5,8
10/32	2,216	1,828	5,8
11/32	2,141	2,088	5,8
12/32	2,092	2,352	5,9
13/32	2,065	2,630	6,1
14/32	2,053	3,036	6,2

Tabelle 14: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei *tauMax* gleich 13 Nm

	<i>tauMax 14 [Nm]</i>		
<i>i₁ [-]</i>	<i>E_i [kWh/100km]</i>	<i>diff. [km/h]</i>	<i>t_a [s] 0- 40km/h</i>
8/32	2,487	2,089	5,8
9/32	2,328	1,265	5,7
10/32	2,219	1,390	5,7
11/32	2,142	1,659	5,7
12/32	2,091	1,934	5,8
13/32	2,063	2,206	5,9
14/32	2,049	2,472	6,1

Tabelle 15: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei *tauMax* gleich 14 Nm

7. Zusammenfassung

Ziel dieser Diplomarbeit war es, in der Simulation ein Kart mit einer elektrischen Maschine anzutreiben und die Kraftübertragung mit einem zweistufigen Getriebe als Zweigangausführung darzustellen. Die Unterschiede zu einem Kart mit einstufigem Getriebe wurden dabei aufgezeigt. Für die Auslegung der Komponenten des Elektrofahrzeugs wurde als Referenzfahrzeug ein Kart mit konventionellem Antrieb (VKM) herangezogen, welches von der „Daytona Kartsporthalle“ zur Verfügung gestellt wurde.

Anhand der Simulationsstudie konnten die Unterschiede in der Energieeffizienz des Referenzfahrzeugs verglichen mit den Ausführungen als elektrisch angetriebenes Fahrzeug (zwei Getriebevarianten) anschaulich dokumentiert werden.

Unter Zuhilfenahme eines GPS-Systems wurde das Kart auf einer Freiluftteststrecke vermessen und es wurde ein Geschwindigkeitsprofil erfasst. Das Geschwindigkeitsprofil diente in weiterer Folge als Sollgeschwindigkeitsvorgabe in der Simulationsstudie. In Kooperation mit dem Mechaniker Team der „Daytona Kartsporthalle“ wurden simulationsrelevante Fahrzeugdaten (Motortyp, Fahrzeugmasse, etc.) erfasst.

Basierend auf den erfassten Fahrzeugdaten wurde das Simulationsmodell erstellt. Die Komponenten der Simulationsstudie wurden in der Simulationsumgebung Dymola/ Modelica aufgebaut. Die einzelnen Komponenten des Referenzmodells wurden unter Berücksichtigung ihrer physikalischen Eigenschaften modelliert und durch entsprechende Testmodelle auf ihre Funktionalität hin überprüft und validiert. Nach Aufbau und Parametrisierung des Gesamtfahrzeugmodells erfolgte die Simulation des Referenzfahrzeugs (konventioneller Antrieb). Für die folgenden Simulationen wurde das VKM- Modell durch eine elektrische Maschine ersetzt und weiters mit dem Modell des Energiespeichers (Batterie) zu einem Elektrofahrzeug erweitert. Die zusätzlichen elektrischen Komponenten (elektrische Maschine, Batterie) für das Elektrofahrzeug konnten aus der SED- Library (Dymola- Modellbibliothek für elektrische Komponenten)

entnommen werden und wurden entsprechend der Leistung der ursprünglichen VKM parametrisiert. Die Simulation des Elektrofahrzeugs erfolgte mit einem einstufigen Getriebe und mit einem zweistufigen Getriebe. Der Vergleich der Modelle erfolgte mittels Gegenüberstellung von Energieaufwand und Fahrzeugperformance.

Aus dem Vergleich resultierte, dass ein Fahrzeug mit elektrischem Antrieb im untersuchten Messstreckenzyklus einen signifikant geringeren Energieaufwand benötigt. Zusätzlich konnte eruiert werden, dass durch den Einsatz eines zweistufigen Getriebes mit Zweigangschaltfunktion mehr Energie benötigt wird, andererseits aber die Performance gesteigert wird. Durch zusätzliche Variation des Übersetzungsverhältnisses kann jedoch ein Energieeinsparungspotential ausgeschöpft werden.

Elektrofahrzeuge im Vergleich zu Fahrzeugen mit konventionellem Antrieb zeichnen sich nicht nur durch Reduktion von Lärm- und Schadstoffemissionen aus, sondern weisen darüber hinaus bessere Fahrleistung mit geringerem Energieverbrauch auf. Die Umsetzung der Elektromobilität erfordert die Weiterentwicklung und Kostensenkung der elektrischen Komponenten, vor allem der Energiespeicher, um Elektrofahrzeuge konkurrenzfähig herstellen zu können.

8. Verzeichnisse

8.1 Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Referenzfahrzeug für die Simulationsstudie.....	4
Abb. 2: Vergleich v_M mit v_F über Zeit	7
Abb. 3: Chassismodell in Modelica.....	12
Abb. 4: Fahrwiderstände im Chassismodell	13
Abb. 5: Funktionalitätsuntersuchung des Chassismodells	16
Abb. 6: Vergleich Soll- Ist- Geschwindigkeit.....	16
Abb. 7: Verlauf von Roll- und Luftwiderstandsleistungskennlinie	18
Abb. 8: Verlauf Beschleunigungs- widerstandsleistungskennlinie.....	18
Abb. 9: Parallelstruktur PI-Regler.....	19
Abb. 10: Symbol des PI-Reglers (Sprungantwort).....	19
Abb. 11: Sprung der Regelabweichung e	19
Abb. 12: Sprungantwort u des PI-Reglers	19
Abb. 13: Symbol des P-Reglers	20
Abb. 14: Sprungantwort des P-Reglers.....	20
Abb. 15: Symbol des I-Reglers.....	21
Abb. 16: Sprungantwort des I-Reglers	21
Abb. 17: PI-Regler im Regelkreis	21
Abb. 18: Reifenmodell in Modelica.....	23
Abb. 19: Radmodell in Modelica.....	24
Abb. 20: Freigeschnittenes Rad	24
Abb. 21: Funktionsuntersuchung des Reifen Modells	26
Abb. 22: Vergleich Soll- mit Ist- Geschwindigkeit.....	26
Abb. 23: Bremsmodell in Modelica.....	27
Abb. 24: Momente und Anpresskraft im Bremsmodell	28
Abb. 25: Funktionalitätsuntersuchung des Bremsmodells.....	29
Abb. 26: Geschwindigkeitsprofil und Bremspedalstellung.....	30
Abb. 27: Verlauf des Reibmoments über die Drehzahl	30
Abb. 28: Kupplungsmodell in Modelica	31
Abb. 29: Reibkupplung offen.....	32
Abb. 30: Reibkupplung geschlossen	32

Abb. 31: Kupplungsmodell freigemacht.....	33
Abb. 32: Verlauf des Reibmoments über die Winkelgeschwindigkeit.....	33
Abb. 33: Funktionalitätsuntersuchung des Kupplungsmodells	35
Abb. 34: Winkelgeschwindigkeits- und Reibmomentenverlauf	35
Abb. 35: Fahrermodell in Modelica.....	36
Abb. 36: Modellaufbau in Modelica	36
Abb. 37: Begrenzerkennlinie	37
Abb. 38: Anti- wind- up- Mechanismus im Regelkreis	38
Abb. 39: Zyklusmodell in Modelica.....	40
Abb. 40: Interpolationstabelle für Ausgangssignal	40
Abb. 41: Messtreckenzyklus.....	41
Abb. 42: Volllastbeschleunigungszyklus	42
Abb. 43: UDC Testzyklus [8]	43
Abb. 44: Einstufiges Getriebe in Modelica	44
Abb. 45: Einstufiges Getriebe [17].....	45
Abb. 46: Kettenmodell in Modelica.....	46
Abb. 47: VKM- Modell in Modelica	47
Abb. 48: Modellaufbau in Modelica	47
Abb. 49: Drehmomentverlauf	48
Abb. 50: Motorkennfeld der VKM im Simulationsmodell	49
Abb. 51: Komponente in Modelica	50
Abb. 52: Modellaufbau in Modelica	50
Abb. 53: Zweistufiges Getriebe in Modelica	51
Abb. 54: Modellaufbau in Modelica	51
Abb. 55: Elektrische Maschine in Modelica	53
Abb. 56: Batteriemodell in Modelica.....	54
Abb. 57: Beziehung zwischen der Zellenspannung und dem SOC	54
Abb. 58: Strategiemodell in Modelica.....	55
Abb. 59: Modell des Referenzfahrzeugs in Modelica	56
Abb. 60: Vergleich v_{Ref} mit v_R mit Geschwindigkeitsabweichung.....	60
Abb. 61: Zurückgelegter Weg und aufgewandte Energie über Messstreckenzyklus	60
Abb. 62: Vergleich v_{Ref} und v_R im Volllast- beschleunigungszyklus.....	61

Abb. 63: Modell des Elektrofahrzeugs mit einstufigem Getriebe in Modelica	63
Abb. 64: Modell des Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe in Modelica	64
Abb. 65: Vergleich v_{Ref} mit v_{E1} mit Geschwindigkeitsabweichung	66
Abb. 66: Zurückgelegter Weg und aufgewandte Energie über Messstreckenzyklus	66
Abb. 67: Vergleich v_{Ref} und v_{E1} im Volllast- beschleunigungszyklus.....	67
Abb. 68: Vergleich v_{Ref} mit v_{E2} mit Geschwindigkeitsabweichung	67
Abb. 69: Zurückgelegter Weg und aufgewandte Energie über Messstreckenzyklus	67
Abb. 70: Vergleich v_{Ref} und v_{E2} im Volllast- beschleunigungszyklus.....	68

8.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Motorspezifikationen [4].....	6
Tabelle 2: Tabelle Rollwiderstand [8]	13
Tabelle 3: Stellgrößen im Regelkreis	22
Tabelle 4: Parameter Referenzmodell.....	59
Tabelle 5: Parameter der elektrischen Maschine im Modelicamodell.....	65
Tabelle 6: Parameter des zweistufigen Getriebes im Modelicamodell	65
Tabelle 7: Vergleich des Energieaufwands und der Fahrzeugperformance	69
Tabelle 8: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei τ_{Max} gleich $7 Nm$	70
Tabelle 9: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei τ_{Max} gleich $8 Nm$	71
Tabelle 10: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei τ_{Max} gleich $9 Nm$	71
Tabelle 11: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei τ_{Max} gleich $10 Nm$	71
Tabelle 12: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei τ_{Max} gleich $11 Nm$	71

Tabelle 13: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei <i>tauMax</i> gleich 12 Nm.....	72
Tabelle 14: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei <i>tauMax</i> gleich 13 Nm.....	72
Tabelle 15: Auswertung der Übersetzungsverhältnisvarianten bei <i>tauMax</i> gleich 14 Nm.....	72

8.3 Literaturverzeichnis

- [1] ACT – Austrian Clean Technology <office@act-center.at> ; Elektrische Mobilität: Technologien; URL:<http://act-center.at/de/technologien/mobilitaet/elektrische_mobilitaet/elektrische_mobilitaet.php>, verfügbar am 15.3.2010
- [2] Daytona Raceways <daytona@nethope.co.at> ; URL: <<http://www.daytona.at/index.htm>> verfügbar am 5.2.2010
- [3] MS Karts Germany powered by AMZ <info@amz-kart.de> ; URL: <<http://www.toni-greif.de/MS/Chassis.html>> verfügbar am 5.2.2010
- [4] Honda Europe NV; European Engine Center. <www.honda-engines-eu.com> ; GX 200 Benzinmotor mit horizontaler Kurbelwelle. URL: <<http://www.honda-engines-eu.com/de/images/977.pdf>>, verfügbar am 20.12.2009
- [5] Fritzson, Peter: Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1. – 1.Aufl. – New Jersey: IEEE Press, 2004
- [6] Dynasim AB: Dymola, Dynamic Modeling Laboratory, User`s Manual. – 1.Aufl. – Lund: Dynasim AB, 2004
- [7] Gragger, Johannes V.: Kral, Christian: SmartElectricDrives Library User`s Manual Version 1.3.2. – 1.Aufl. – Vienna: AIT, 2005
- [8] BOSCH Robert: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. - 24.Aufl. - Stuttgart: Vieweg Verlag, 2002
- [9] Dipl.-Ing.R.Krauss: VDI- Wärmeatlas. – 9.Aufl. – Stuttgart: Springer Verlag, 2002
- [10] GELTEC, Jaanineh Georg <mail@geltec.de> : PI-Regler (BPIR1). URL:<<http://www.geltec.de/home/lehrsysteme/basics/produkte/pi-regler.html>>, verfügbar am 11.1.2010

- [11] Weinmann, Alexander: Regelungen: Analyse und technischer Entwurf/ Band 1: Systemtechnik linearer und linearisierter Regelungen auf anwendungsnahe Grundlage. – 3., überarb. u. erw. Aufl. – Wien; New York: Springer Verlag, 1994
- [12] Scherf, H. E.: Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme. – 1.Aufl. – München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, 2003
- [13] Lektorat: R. Gscheidle, Studiendirektor: Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik – 27.Aufl. – Stuttgart: Velag Europa-Lehrmittel Nourney, Vollmer GmbH & Co, 2001
- [14] Litz, Lothar <litz@eit.uni-kl.de> : Autotuning eines PID-Reglers. URL: <<http://www.eit.uni-kl.de/litz/lehre/Vertiefungslabor/v6/AUT-Vertieflabor%20-%20Versuch%206.pdf>>
- [15] Flores Antonio T. <antonio.flores@uia.mx> : Antiwindup Control Scheme. URL:< <http://200.13.98.241~antonio>> verfügbar am 22.12.2009
- [16] Roloff, Hermann; Matek, Wilhelm: Maschinenelemente. – 9.Aufl. – Braunschweig: Friedr. Vieweg + Sohn GmbH, 1972
- [17] tec, Lehrerfreund. <bmetz@lehrerfreund.de> : Einstufiges Stirnradgetriebe. URL:< <http://www.lehrerfreund.de/in/technik/1s/stirnraeder-einstufiges-getriebe/#socialbookmarksunten>> verfügbar am 23.01.2010
- [18] Simic, Dragan; Bäuml, Thomas; Pirker, Franz: "Modeling and Simulation of different Hybrid Electric Vehicles in Modelica using Dymola", Les Rencontres Scientifiques de l'IFP - Advances in Hybrid Powertrains, IFP-Lyon, 2008
- [19] Bäuml, Thomas; Simic, Dragan: "Simulation and Comparison of different Energy Management Strategies of a Series Hybrid Electric"; EEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), China, Harbin, 2008

Eidesstattliche Erklärung

zur Arbeit mit dem Titel

Simulation eines Elektrofahrzeugs mit zweistufigem Getriebe

„Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.“

Wien, 14. April 2010

(Hubert Umschaden)